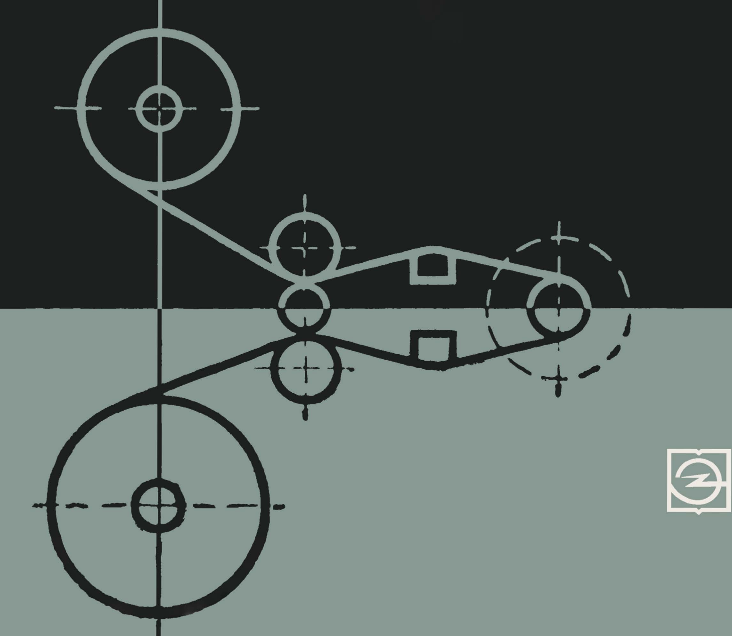



А. В. Михневич

# Лентопротяжные механизмы

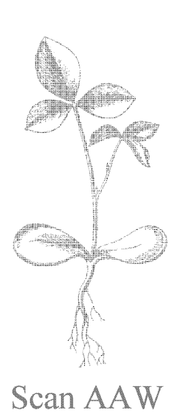


МАССОВАЯ РАДИОБИБЛИОТЕКА

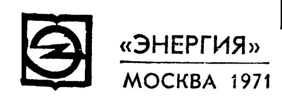
Выпуск 790

А. В. МИХНЕВИЧ

# ЛЕНТО-ПРОТЯЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ







6Ф2.7
М69
УДК 681.846.7



**А. В. Михневич**

М69 Лентопротяжные механизмы, М., «Энергия», 1971.

88 стр. с ил. (Массовая радиобиблиотека, вып. 790).

В книге разбираются принципиальные вопросы работы лентопротяжных механизмов магнитофонов, излагаются основные методы их расчета и конструирования.

Книга рассчитана на подготовленных радиолюбителей, а также на специалистов, занимающихся магнитной записью звука.

$\frac{3\text{-}4\text{-}5}{314\text{-}71}$ 6Ф2.7

*МИХНЕВИЧ АЛЕКСАНДР ВЛАДИМИРОВИЧ*

**ЛЕНТОПРОТЯЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ**

Редактор *В. Г. Корольков*
Обложка художника *А. М. Кувшинчикова*
Технический редактор *В В. Зеркаленкова*
Корректор *И А. Володяева*

Сдано в набор 15/VI 1971 г. Подписано к печати 6/XII 1971 г.
Т-20426 Формат 84×108[1]/32 Бумага типографская № 2
Усл. печ. л. 4,62 Уч.-изд. л. 6,39
Тираж 50 000 экз. Цена 26 коп. Зак. 963
Издательство «Энергия». Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10.

Владимирская типография Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР.
Гор Владимир, ул. Победы, 18б.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

# ЛЕНТОПРОТЯЖНЫЙ МЕХАНИЗМ И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НЕМУ ТРЕБОВАНИЯ

## 1. Основные типы лентопротяжных механизмов. Функции, выполняемые механизмом, и его основные узлы

Лентопротяжный механизм магнитофона предназначен для равномерного продвижения ленты по магнитным головкам с заданной номинальной скоростью. Это является его основной функцией, связанной непосредственно с процессами записи и воспроизведения. Кроме этого, он должен обеспечивать ускоренную прямую и обратную перемотку ленты. Последняя функция, хотя и кажется второстепенной, но тем не менее влияет как на надежность аппарата, так и на качество записи и воспроизведения, поскольку при плохой перемотке может быть повреждена фонограмма.

Находящиеся в настоящее время в эксплуатации лентопротяжные механизмы магнитофонов отличаются значительным конструктивным разнообразием. Однако, если рассматривать их с принципиальной точки зрения, то можно выделить всего два варианта кинематической схемы: схему с «открытой петлей» ленты и схему с «закрытой петлей» (рис. 1).

Эти две схемы, из которых первая наиболее распространена, охватывают почти все существующие конструкции, хотя в конкретном механизме могут быть некоторые непринципиальные отличия, например расположение элементов, направляющих ленту, расположение ведущего вала в схеме, представленной на рис. 1, *а*, и т. п.

Непременной деталью лентопротяжного механизма является осуществляющий протягивание ленты с постоянной скоростью ведущий вал, к которому лента обычно прижимается прижимным роликом.

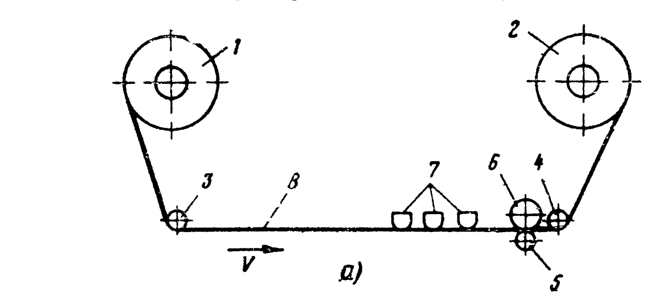
Другими обязательными устройствами в механизме являются подающий и приемный узлы, обеспечивающие накопление ленты в процессе работы и натяжение ленты, необходимое для нормальной работы механизма

Вспомогательную, но не менее важную роль играют направляющие ленту элементы (обводные ролики, стойки и т. п.), предназначенные для пространственной ориентации ленты при ее движении по лентопротяжному тракту.

Вышеназванные устройства являются принадлежностью лентопротяжного механизма, но не составляют еще полного механизма. Для того чтобы механизм нормально функционировал в рабочем режиме («запись», «воспроизведение»), необходимо привести во вращение с постоянной угловой скоростью ведущей вал механизма и обеспечить на валах подающего и приемного узлов крутящие моменты такой величины и направления, чтобы создать необходимое натяжение ленты в тракте.

По способу обеспечения крутящих моментов на валах подающего и приемного узлов механизмы условно делят на «одномоторные» (рис. 2, *а*) и «трехмоторные (рис. 2,*б*). В одномоторных механизмах крутящие моменты получают обычно при помощи фрикционных муфт (фрикционов), ведущие диски которых

приводятся во вращение от ведущего двигателя при помощи специальных кинематических цепочек. В трехмоторных механизмах крутящие моменты создаются специальными электродвигателями (асинхронными или электродвигателями постоянного тока) с мягкой механической характеристикой, и поэтому в этих механизмах



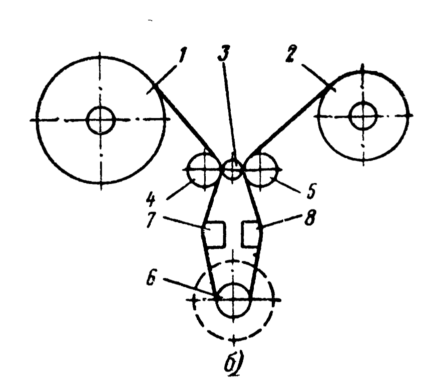




Рис. 1. Кинематические схемы лентопротяжных трактов магнитофонов.

*а* — схема с «открытой петлей» ленты. *1*, *2* — подающий и приемный узлы, *3*, *4* — обводные ролики или стойки, *5*—ведущий вал, *6* — прижимной ролик, *7* — стирающая, записывающая и воспроизводящая магнитные головки, *8* — магнитная лента; *б* — схема с «закрытой петлей»: *1*, *2* — подающий и приемный узлы, *3* — ведущий вал, *4*, *5*—прижимные ролики, *6*—инерционный ролик, *7*, *8* — магнитные головки записи и воспроизведения.

отсутствуют кинематические цепочки от ведущего вала двигателя к подающему и приемному узлам.

В профессиональных магнитофонах используют, как правило, трехмоторную схему, обеспечивающую бо́льшую надежность механизма и лучшую стабильность скорости ленты. В бытовых репортажных, а также в радиолюбительских магнитофонах предпочтение отдается одномоторной схеме, так как она позволяет получить более легкий и дешевый аппарат с меньшим потреблением электроэнергии.

Значительно реже, в виде компромиссного решения, применяют двухмоторные механизмы, один из которых представлен на рис 3. Легко видеть, что он аналогичен одномоторному, с той разницей, что приведение во вращение ведущих дисков фрикционов осуществляется вспомогательным двигателем с жесткой механической характеристикой. Этот же двигатель осуществляет ускоренную перемотку ленты.

Применяются двухмоторные механизмы редко, так как не обеспечивают преимуществ трехмоторных или одномоторных, но зато обладают почти всеми их недостатками.

Рассмотренные выше кинематические схемы являются принципиальными и изображают механизм, осуществляющий протягивание ленты на одной из рабочих скоростей. Схема реального лентопротяжного механизма может быть более сложной прежде всего потому, что в нем предусматривается несколько рабочих скоростей, некоторые из которых могут быть даже реверсивными, а также прямая

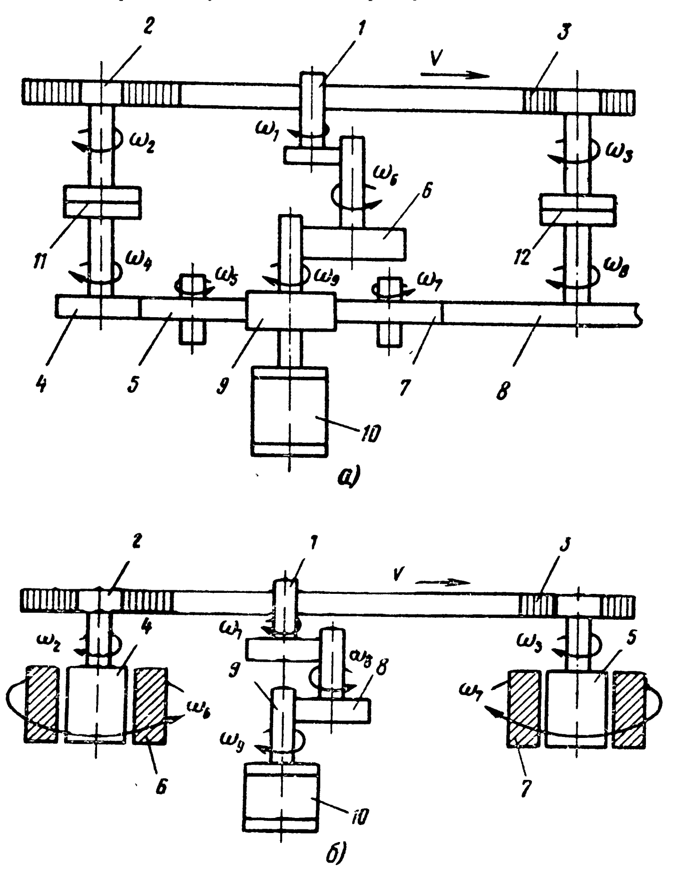



Рис. 2. Два варианта кинематических схем лентопротяжных механизмов.

*а* — одномоторный механизм *1* — ведущий вал, *2*, *3* — подающий и приемный рулоны ленты, *4*, *5*, *6*, *7*, *8*, *9* — элементы, передающие вращение (фрикционные ролики; шестерни или пассики), *10* — ведущий двигатель, *11*, *12* — фрикционные муфты (фрикционы), $\omega_1$, $\omega_2$, . . , $\omega_9$ — угловые скорости соответствующих элементов, $v$ — линейная скорость ленты, *б* — трехмоторный механизм *1* — ведущий вал, *2*, *3* — подающий и приемный рулоны ленты, *4*, *5* — роторы двигателей, *6*, *7* — статоры двигателей, *8* — элемент, передающий вращение (фрикционный ролик; шестерня или пассик); *10* — ведущий двигатель, $\omega_1$, $\omega_2$, $\omega_3$, $\omega_8$, $\omega_9$ — угловые скорости соответствующих элементов, $\omega_6$, $\omega_7$ — угловые скорости вращения поля, создаваемого статором в соответствующих двигателях.

и обратная ускоренная перемотка ленты. Изменение режима работы механизма (переход от скорости к скорости или к ускоренной перемотке в нужном направлении) обычно связано с необходимостью переключений в соответствующих кинематических цепочках для изменения передаточных отношений, изменения направления вращения и т. п. Все это значительно усложняет кинематическую схему реального механизма.

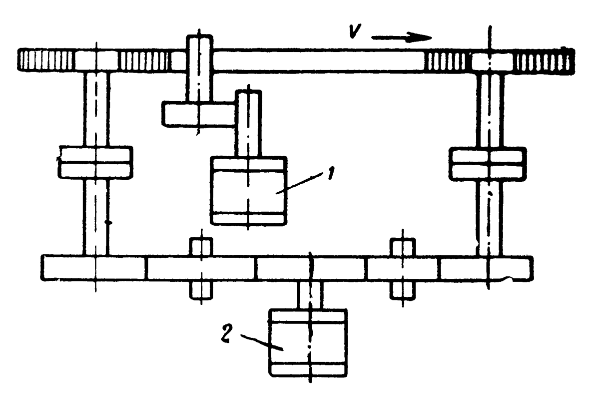



Рис. 3. Двухмоторный механизм.

*1* — ведущий двигатель; *2* — вспомогательный двигатель.

В связи с этим следует подчеркнуть преимущество механизмов, выполненных по трехмоторной кинематической схеме, так как вышеописанные необходимые кинематические усложнения относятся главным образом к одномоторным механизмам. Реальная кинематическая схема трехмоторного механизма почти не отличается от его принципиальной схемы (рис. 2, *б*) и всегда чрезвычайно проста, а поэтому и надежна.

## 2. Средняя скорость ленты

Важной величиной, характеризующей лентопротяжный механизм, является средняя скорость движения ленты относительно магнитных головок, т. е. в рабочей зоне механизма. Эта скорость задается и определяется ведущим узлом механизма.

Известно, что одним из условий получения на выходе магнитофона неискаженного сигнала является равенство скорости записи и скорости воспроизведения (при абсолютно жесткой, т. е. недеформируемой по длине ленте)

$$v_з = v_в. \qquad (1)$$

Искажения сигнала, возникающие от несоответствия средней скорости записи и воспроизведения, выражаются, во-первых, в изменении средней частоты воспроизводимого сигнала по сравнению с исходным, а во-вторых, в изменении времени звучания воспроизводимой программы по сравнению с исходной.

Если гармонический сигнал с частотой $f_з$ записывается на абсолютно жесткую ленту, то длина волны записи будет равна.

$$\lambda = \frac{v_з}{f_з}. \tag{2}$$

При воспроизведении получим гармонический сигнал с частотой

$$f_в = \frac{v_в}{\lambda}, \tag{3}$$

откуда

$$\frac{f_з}{f_в} = \frac{v_з}{v_в}, \tag{4}$$

Следовательно, отклонение скорости воспроизведения от скорости записи вызывает такое же относительное изменение частоты, т. е. ошибку по высоте тона

$$\xi = \frac{f_з - f_в}{f_з} 100\% = \frac{v_з - v_в}{v_з} 100\%. \tag{5}$$

Человек не различает на слух довольно значительные (до 1—2%) отклонения высоты чистого тона, если они происходят плавно. Наоборот, резкие (скачкообразные) изменения высоты тона, которые происходят, например, при монтаже фонограмм, могут быть замечены при значительно меньших отклонениях (порядка 0,2%). Поэтому при установлении допусков на стабильность скорости ленты в конкретном механизме необходимо учитывать назначение магнитофона, в частности, будут ли фонограммы, записанные на нем, в дальнейшем подвергаться монтажу.

Если скорости записи и воспроизведения постоянны, то абсолютная ошибка по времени звучания некоторой записанной программы определяется выражением

$$\Delta t = t_в - t_з = t_з \frac{v_з - v_в}{v_в} = \frac{t_з \xi}{100}, \tag{6}$$

где $t_з$ и $t_в$ — продолжительности записи и воспроизведения соответственно.

В этом случае практическое значение имеет не относительная ошибка, как при изменении высоты тона, а абсолютная временна́я ошибка. Так, при воспроизведении часовой программы, если скорость воспроизведения отличается от скорости записи на 1%, абсолютная ошибка времени звучания составит 36 *сек*. Нетрудно видеть, что большой разброс средних скоростей ленты в магнитофонах влияет, например, на величину вынужденных пауз между отдельными передачами в радиовещании.

С целью обеспечения взаимозаменяемости фонограмм (чтобы запись, сделанная, на одном магнитофоне, могла быть воспроизведена на другом) установлен ряд стандартных номинальных скоростей: 38,1; 19,05; 9,53; 4.76; 2,38 *см/сек*. Каждая последующая скорость получается делением предыдущей на два. В эксплуатации еще сохранились магнитофоны, имеющие скорость 76,2 *см/сек*.

Государственные стандарты ГОСТ 12392-66 и ГОСТ 12107-66 ограничивают также допустимое отклонение средней скорости лен-

ты от ее номинального значения при оговоренных ГОСТ условиях эксплуатации магнитофона. Это отклонение в зависимости от типа аппарата, его класса и скорости движения ленты находится в пределах от ±0.5 до ±3%. Оно и должно приниматься во внимание при расчете максимально возможной ошибки по высоте тона и времени звучания программы.

Среднюю скорость ленты в магнитофонах принято измерять за 100 *сек* (время усреднения). При этом используют либо метод измерительного ролика, при котором скорость ленты определяется по угловой скорости измерительного ролика, ведомого лентой, либо менее точный метод отрезка ленты, при котором измеряют время прохождения в аппарате отрезка ленты известной длины.

Кроме максимального отклонения средней скорости ленты от ее номинального значения $\left(\frac{\Delta v_{\text{ном}}}{v_{\text{ном}}} 100\%\right)$, механизм может характеризоваться максимальным уходом средней скорости от ее среднего значения при проигрывании полного рулона ленты в различных эксплуатационных условиях и режимах $\left(\frac{\Delta v_{\text{ср}}}{v_{\text{ср}}} 100\%\right)$. Из рис. 4 следует, что

$$\Delta v_{\text{ср}} = \frac{v_{\text{ср.макс}} - v_{\text{ср мин}}}{2}; \qquad (7)$$

$$v_{\text{ср}} = \frac{v_{\text{ср макс}} + v_{\text{ср.мин}}}{2}. \qquad (8)$$

Иногда в качестве характеристики механизма используют термин с к о л ь ж е н и е, под которым понимают величину

$$\frac{v_{\text{ср макс}} - v_{\text{ср.мин}}}{v_{\text{ср}}} = \frac{2\,\Delta v_{\text{ср}}}{v_{\text{ср}}}.$$

Средняя скорость ленты определяется скоростью вращения ведущего двигателя и передаточным отношением в кинематической цепи вал ведущего двигателя — лента Так как в этой цепи используются фрикционные передачи, передаточное отношение которых зависит от нагрузки, то принципиально средняя скорость ленты не может быть постоянной.

Если в качестве ведущего используется асинхронный двигатель или двигатель постоянного тока, скорость вращения которого зависит от нагрузочного момента на валу и от напряжения, то изменение последних является еще одной причиной ухода средней скорости ленты.

У ведущих двигателей переменного тока стабильность средней скорости вращения зависит, кроме того, от стабильности частоты сети, которая ограничена ГОСТ 13109-67 в пределах ±0,4% от номинального значения 50 *гц*.

Так как для сетевых магнитофонов допустимое отклонение средней скорости ленты от ее номинального значения задается без учета ухода частоты сети и методика измерения средней скорости ленты в них также исключает ошибку, вносимую нестабильностью частоты питающей сети, то при расчете отклонений средней скорости ленты или полученных в результате таких отклонений ошибок в высоте тона и времени звучания программы необходимо дополнительно учитывать нестабильность частоты сети.

Применение, там где это является оправданным, стабилизированных по частоте и напряжению источников питания повышает стабильность средней скорости ленты.

До сих пор мы рассматривали только те ошибки по высоте тона и времени звучания программы, которые вызываются отклонением средней скорости записи от средней скорости воспроизведения. Такой подход предполагает, что лента является абсолютно жестким (недеформируемым) телом. В действительности магнитные ленты характеризуются значительными линейными деформациями различной физической природы, которые, к сожалению, еще сравнительно мало изучены. Возникающие при этом ошибки почти не зависят от лентопротяжного механизма, так как даже при точном равенстве средних скоростей записи и воспроизведения изменение длины ленты, происшедшее за период времени между этими процессами, неизбежно приведет к соответствующей ошибке в высоте тона и времени звучания программы. Пренебрегать этими искажениями нельзя, так как их величина соизмерима с величиной искажений, вносимых отклонениями средней скорости ленты. Рассмотрим некоторые причины деформации ленты.

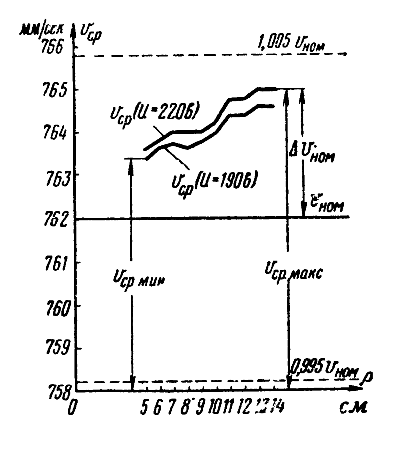



Рис. 4 Типичные графики изменения средней скорости ленты в зависимости от радиуса ρ подающего рулона. Измерения проводились в трехмоторном лентопротяжном механизме с номинальной скоростью 762 *мм/сек* при напряжении питания 190 и 220 *в*; натяжение ленты не стабилизировано.

Прежде всего лента может претерпевать упругие деформации из-за своей эластичности. Так как натяжение ленты в различных механизмах различно и, кроме того, в каждом механизме оно меняется от начала к концу проигрываемого рулона, это приводит к соответствующим упругим деформациям ленты, которые могут сильно различаться при записи и воспроизведении, что искажает воспроизводимый сигнал. Ошибка может достигать 1%

Отметим попутно, что из-за различия натяжения ленты в разных точках лентопротяжного тракта различной будет и измеренная в этих точках средняя скорость Поэтому измерения средней скорости ленты всегда рекомендуется проводить в рабочей зоне механизма, т. е. в зоне головок.

В последнее время в магнитофонах все чаще применяют устройства, стабилизирующие натяжение ленты, которые существенно уменьшают ошибку от упругих деформаций ленты и к тому же уменьшают уход средней скорости ленты. В связи с этим было бы полезно нормировать номинальные натяжения лент, так как в настоящее время натяжение меняется от механизма к механизму в довольно широких пределах.

Лента довольно чувствительна к изменениям температуры и влажности. Так, например, при изменении температуры от 20 до 35° С удлинение составляет 0,08% для лент на ацетатной основе и 0,025% для лент на полиэфирной основе. При изменении относительной влажности от 30 до 70% изменение длины ленты составляет 0,6% для лент на ацетатной основе и 0,024% для полиэфирных лент.

Важное значение имеют деформации ленты, происходящие из-за ее пластичности. Лента может приобретать необратимые пластические деформации, если в процессе эксплуатации она подвергается нагрузкам, которые превышают предел текучести для материала основы ленты. Такие случаи, однако, являются довольно редкими и происходят в плохо отрегулированных лентопротяжных механизмах, главным образом при пусках и остановках. Практически более значимой является способность лент пластически деформироваться при длительном воздействии любой нагрузки (текучесть материала). Этот процесс сильно зависит от температуры. Лента, намотанная в рулон при определенном натяжении, во время хранения претерпевает непрерывные продольные пластические деформации до тех пор, пока ее натяжение не станет равным нулю. Помимо искажения записанного сигнала это приводит еще и к такому неприятному явлению, как рассыпание рулона ленты после длительного хранения, так как межвитковое трение становится со временем очень незначительным.

Текучесть материала ленты проявляется также в том, что лента со временем и особенно под воздействием высокой температуры деформируется и без приложения к ней внешней нагрузки только вследствие имеющихся в ней внутренних напряжений, которые зависят от предыстории ленты (изготовления, хранения, эксплуатации). По данным фирмы Дюпон ленты на основе «Майлар» удлиняются на 0,5% при воздействии температуры 100° С Опыты с полиэфирными лентами показали, что образцы лент, выдержанные в течение 8 *ч* при температуре 60° С и возвращенные к комнатной температуре, изменяли свою длину в пределах до ±1,7%.

Суммируя вышеизложенное, можно заключить, что влияние различного рода продольных деформаций ленты на ошибки в высоте тона и времени звучания программы могут быть даже более существенными, чем влияние отклонений средней скорости воспроизведения от средней скорости записи.

Поэтому в каждом отдельном случае анализ возможных ошибок такого рода необходимо проводить, исходя из конкретных условий эксплуатации магнитофона и хранения магнитных лент. Конкретный подход необходим еще и потому, что заметность отклонений высоты тона и времени звучания программы в аппаратуре различного целевого назначения неодинакова.

Существует возможность компенсировать вышеуказанные ошибки при помощи системы автоматического регулирования средней скорости ленты. Для этого на ленте во время записи дополнительно записывают управляющий сигнал определенной частоты, который при воспроизведении сравнивают с эталонным (опорным) сигналом. Полученная ошибка используется для управления скоростью ленты при воспроизведении. Обычно управляют частотой переменного тока, питающего ведущий двигатель. Устройства такого рода начали применяться для магнитофонов лишь в самое последнее время.

## 3. Колебания мгновенной скорости ленты

Мгновенная скорость ленты в рабочей зоне лентопротяжного механизма не является постоянной и совершает колебания около некоторого среднего значения. На рис. 5 изображена типичная осциллограмма таких колебаний.

В общем случае колебания скорости ленты носят случайный характер и являются сложной суммой элементарных колебаний (как периодических, так и непериодических), вызываемых различными причинами. Частоты и амплитуды периодических составляющих в

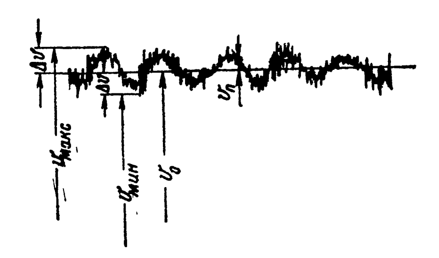



Рис. 5. Типичная осциллограмма колебаний мгновенной скорости ленты в лентопротяжном механизме.

реальном лентопротяжном механизме также не являются постоянными и отклоняются во времени от их средних значений, вследствие чего эти составляющие только условно можно назвать периодическими. Частотные и фазовые соотношения различных периодических составляющих могут быть весьма произвольными и, как правило, меняются во времени даже при проигрывании одного рулона ленты. Все это приводит к тому, что даже в тех механизмах, в которых значительную долю колебаний скорости ленты составляют периодические составляющие, суммарное колебание скорости ленты в рабочей зоне является в целом случайным процессом.

Удельный вес периодических и непериодических составляющих в суммарном колебании скорости ленты различен для разных механизмов, но обычно в магнитофонах хорошего качества доля периодических составляющих меньше.

Нестабильность мгновенной скорости ленты принято оценивать коэффициентом колебания скорости ленты, который определяется отношением

$$K_{c} = \pm \frac{v_{макс} - v_{мин}}{2\,v_{0}}\,100\% = \pm \frac{\Delta v}{v_{0}}\,100\%, \qquad (9)$$

где $v_0$ — средняя скорость ленты при измерении $K_c$ (постоянная составляющая); $v_{макс}$ и $v_{мин}$ — максимальное и минимальное значения мгновенной скорости ленты за время измерения

Коэффициент колебания скорости ленты задают и измеряют в определенной полосе частот колебаний скорости, которую выбирают в соответствии с назначением аппарата магнитной записи. Говорить

о коэффициенте колебаний скорости ленты без указания полосы частот не имеет смысла, так как при этом в колебания скорости ленты будут включены и уход средней скорости, и колебания очень высоких частот, которые могут давать практически незаметные искажения записанного сигнала.

Для более детальной характеристики лентопротяжного механизма проводят спектральный анализ суммарных колебаний скорости ленты с целью выявления отдельных периодических составляющих, причиной которых являются, как правило, вращающиеся детали механизма, а также собственные колебания механизма как сложной колебательной системы. Коэффициент колебания скорости ленты на определенной частоте называют частным коэффициентом колебания скорости ленты $K_f$.

Знание спектра колебаний позволяет быстро выявить источники возмущений в лентопротяжном механизме и принять меры к их ликвидации или как-то уменьшить их влияние на $K_с$.

Как уже было указано, отклонение скорости воспроизведения от скорости записи вызывает такое же относительное отклонение частоты воспроизводимого сигнала от частоты записанного. Поэтому колебания мгновенной скорости ленты при записи и при воспроизведении приводят к паразитной частотной модуляции воспроизводимого сигнала по закону

$$f_в = f_з\left(1 - \frac{v_з - v_в}{v_0}\right) = f_з\left(1 - \frac{v_{п.з} - v_{п.в}}{v_0}\right), \qquad (10)$$

где $v_з$ и $v_в$ — мгновенные значения скорости ленты при записи и воспроизведении; $v_{п.з}$ и $v_{п.в}$ — переменные составляющие этих же скоростей.

Ясно, что паразитная частотная модуляция воспроизводимого сигнала исчезнет, если закон колебаний скорости ленты при записи и воспроизведении будет в точности одинаков. Однако вследствие того, что колебания скорости имеют в целом случайный характер, такое условие в реальных механизмах никогда не выполняется.

Паразитная частотная модуляция (ПЧМ), вносимая только при записи (если скорость ленты при воспроизведении постоянна и равна средней скорости при записи и воспроизведении $v_0$), определяется выражением

$$f_в = f_з\left(1 - \frac{v_з - v_0}{v_0}\right) = f_з\left(1 - \frac{v_{п.з}}{v_0}\right). \qquad (11)$$

Соответственно для ПЧМ только при воспроизведении

$$f_в = f_з\left(1 - \frac{v_0 - v_в}{v_0}\right) = f_з\left(1 + \frac{v_{п.в}}{v_0}\right). \qquad (12)$$

Частотная модуляция определяется вторыми членами выражений в скобках, и, как легко видеть, коэффициент ПЧМ равен коэффициенту колебания скорости ленты при записи или воспроизведении

$$\frac{\Delta f}{f} = \frac{\Delta v}{v_0}, \qquad (13)$$

т. е.

$$K_{п.ч.м} = K_с. \qquad (14)$$

Поскольку колебания скорости ленты приводят в итоге к ПЧМ воспроизводимого сигнала, то допустимое значение $K_с$ задают исхо-

ля из допустимых значений $K_{пчм}$ для данной конкретной аппаратуры.

Паразитная частотная модуляция звукового сигнала воспринимается слухом как специфическое искажение, которое принято называть **детонацией**. Это искажение как по характеру восприятия, так и по степени заметности зависит от характера записанной программы (музыка, речь и т. п.), а также от частоты паразитной частотной модуляции, и в целом отличаются от искажений связанных с плавным отклонением тональности воспроизводимого сигнала от исходной. Характер изменения заметности ПЧМ звукового сигнала от частоты ПЧМ показан на рис. 6, где хорошо видно, что при одном и том же $K_{пчм}$ заметность ПЧМ максимальна в области 2—10 *гц* и быстро снижается с увеличением или уменьшением частоты. Отсюда следует практический вывод для разработчиков лентопротяжных механизмов магнитофонов: необходимо так проектировать механизм магнитофона, чтобы периодические составляющие колебаний скорости ленты находились вне зоны максимальной заметности ПЧМ (2—10 *гц*), и желательно, чтобы они вообще лежали вне зоны заметности ПЧМ звукового сигнала для человеческого слуха (0,2—200 *гц*).

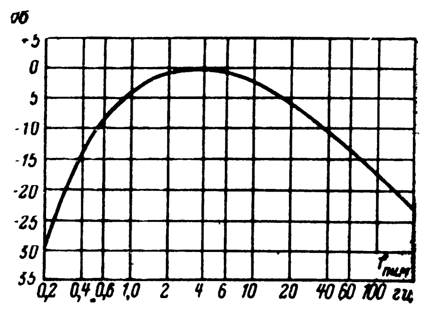



Рис. 6. Частотная характеристика заметности ПЧМ звукового сигнала при слуховом восприятии.

Для сопоставимости магнитофонов по величине заметных на слух искажений, вносимых колебаниями скорости ленты, их принято характеризовать **коэффициентом детонации** $K_д$, который представляет собой $K_{пч.м}$ (или $K_с$), измеренный при условиях оценки, соответствующей восприятию человеческим слухом ПЧМ. Для измерения $K_д$ в цепь прибора (детонометра), измеряющего коэффициент колебания скорости ленты, вводят специальный фильтр, частотная характеристика которого подобна частотной характеристике, изображенной на рис. 6.

Коэффициенты детонации для магнитофонов различных типов и классов нормированы ГОСТ 12107-66 и ГОСТ 12392-66 и в зависимости от скорости ленты находятся в пределах $\pm(0{,}04\div0{,}7)$ %. Знак (±) указывает на то, что при измерениях $K_д$ учитывается пиковое (точнее квазипиковое) значение колебаний скорости ленты.

Сам коэффициент колебания скорости ленты для магнитофонов стандартами не нормируется Однако его измерение и, главное, анализ спектра $K_с$ очень важны для оценки механизма во время его разработки.

Так как измерение коэффициента детонации было введено сравнительно недавно, а ранее фактически измеряли $K_с$ (который называли коэффициентом детонации), то полезно знать $K_с$ у вновь разрабатываемых магнитофонов еще и для сравнения их с магнитофонами, выпущенными ранее.

Поскольку человеческий слух более чувствителен к периодическим составляющим ПЧМ, то часто в технических заданиях на разработку лентопротяжного механизма магнитофонов, кроме $K_c$ и $K_д$, задают также допустимую величину частных коэффициентов колебания скорости ленты $K_f$, характеризующих колебания скорости на какой-либо одной частоте.

Измерение этих коэффициентов должно проводиться строго по методике, оговоренной ГОСТ 12416-66 «Магнитофоны. Методы испытаний», при помощи приборов, технические требования на которые определяются ГОСТ 11948-66 «Прибор для измерения коэффициента детонации аппаратуры для записи и воспроизведения звука».

## 4. Натяжение ленты и его колебания

Для того чтобы лента надежно проходила по лентопротяжному тракту, плотно прилегая к соответствующим направляющим, для плотной и ровной намотки в рулон, а также для хорошего контакта с головками требуется определенное натяжение ленты.

Так же как и скорость, натяжение ленты может быть среднее, т. е. усредненное за достаточно большой интервал времени, например за 100 *сек,* и мгновенное. Поэтому можно и в данном случае говорить о колебаниях натяжения ленты, так как оно содержит постоянную и переменную составляющие.

Практически нигде, кроме исследовательских лабораторий, не измеряют мгновенное натяжение ленты. Измеряется и нормируется только среднее натяжение, которое называют просто натяжением ленты Изменение натяжения ленты вызывает, как правило, целый ряд нежелательных явлений: изменение средней скорости ленты, изменение давления ленты на головки, изменение плотности и качества намотки рулона, перекос и поперечное смещение ленты.

В студийных магнитофонах (с шириной ленты 6,25 *мм*), где контакт ленты с головкой обеспечивается только достаточным натяжением ленты, его обычно устанавливают в пределах 0,7—1,6 *н*. В аппаратах устаревших моделей натяжение достигало 2,5 *н*. В бытовых магнитофонах применяют меньшие натяжения, порядка 0,2—1 *н*. Такое натяжение уже недостаточно для хорошего контакта ленты с головкой, и приходится применять специальное устройство, прижимающее ленту к головке (лентоприжим).

Современные ленты шириной 6,25 *мм* могут выдерживать до достижения предела текучести значительно бóльшие натяжения (14—40 *н*).

Однако при натяжениях, превышающих 1,5—2,0 *н*, край ленты при взаимодействии с устройствами, направляющими ленту в поперечном направлении, начинает пластически деформироваться. Последнее обстоятельство и является фактором, ограничивающим максимально допустимое натяжение ленты в современном магнитофоне.

Измерение натяжения ленты проводят специальными измерителями, которые в принципе являются приспособленными для этих целей обычными динамометрическими устройствами пружинного типа.

Могут быть различные модификации измерителей, но принципиально все они основаны на том, что натяжение ленты прикладывается к упругому звену, по деформации которого и судят о величине натяжения.

Так как колебания натяжения ленты могут вызывать колебания скорости ленты, то при исследовании механизмов их полезно измерять в той же полосе частот (0,2—200 *гц*), что и колебания скорости. Конечно, обычные измерители среднего натяжения ленты в силу большой инерционности подвижной системы не могут быть использованы для этой цели и необходимы малоинерционные измерители.

Колебания натяжения ленты в рабочей зоне приводят, кроме того, к паразитной амплитудной модуляции сигнала, и поэтому необходимо стремиться к их уменьшению.

ГЛАВА ВТОРАЯ

# ЛЕНТОПРОТЯЖНЫЙ МЕХАНИЗМ КАК СЛОЖНАЯ КОЛЕБАТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА

## 5. Механизм как колебательная система

Изучение колебаний скорости ленты в рабочей зоне механизма (их возникновения, распространения), а также исследование возможности их подавления приводит к необходимости рассматривать его как сложную колебательную систему. Обращаясь к кинематическим схемам механизмов, можно увидеть, что каждый механизм можно рассматривать как некоторое сочетание инерционных элементов, соединенных между собой упругими звеньями. Так, в механизме, представленном на рис. 2, *б*, подающий и приемный узлы соединены с ведущим валом упругими отрезками ленты. С другой стороны, ведущий вал соединен с промежуточным роликом, а тот в свою очередь — с валом ведущего двигателя кинематическими передачами (фрикционными, зубчатыми или ременными), которым также присущи упругие свойства.

Колебательные системы, в которых каждый элемент системы можно считать обладающим только одним свойством (например, либо инерционностью, либо жесткостью), называются системами с сосредоточенными параметрами. Лентопротяжные механизмы в основном относятся к системам такого типа. Лентопротяжные механизмы являются колебательными системами со многими степенями свободы. Их число равняется числу координат, которые необходимо задать для полного определения положения (конфигурации) всей системы. В лентопротяжных механизмах обычно одна координата необходима для определения положения одного инерционного звена, поэтому число степеней свободы механизма как колебательной системы равно числу принятых к рассмотрению инерционных звеньев. Так, для определения положения механизма на рис. 2, *б* необходимо задать пять угловых координат, по одной на каждое инерционное звено. Координатные оси привязываются к корпусу механизма, положение которого в пространстве в данном случае не имеет значения. Если жесткости кинематических передач внутри ведущего узла столь велики, что относительными перемещениями отдельных элементов можно пренебречь, то весь ведущий узел можно рассматривать как единое инерционное звено, положение которого определяется одной угловой координатой, например, ведущего

вала. Тогда механизм на рис. 2, *б* упрощенно можно рассматривать как колебательную систему только с тремя степенями свободы

Чем большее число степеней свободы системы принимается к рассмотрению, тем сложнее становится задача анализа колебаний в такой системе. Поэтому очень важно с самого начала правильно определить, до какой степени можно идеализировать систему, с тем чтобы эта идеализация не отразилась существенным образом на результатах анализа системы

Если инерционным элементам задать некоторое перемещение от состояния равновесия и затем предоставить свободу, то система начнет совершать колебания, которые называются свободными

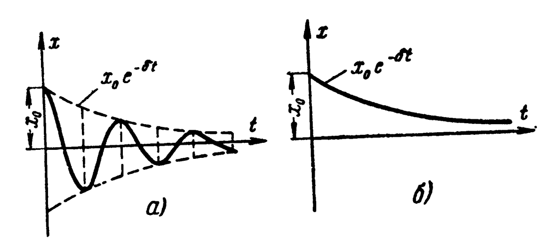



Рис. 7. Характер затухания свободных колебаний в колебательной системе: движение периодическое (*а*) и апериодическое (*б*).

или собственными колебаниями системы. При этом каждый инерционный элемент будет совершать сложное колебание, являющееся суммой гармонических колебаний, частоты которых называются частотами собственных колебаний системы Число этих частот при свободном колебании системы равно числу степеней свободы системы.

При отсутствии в системе трения свободные колебания должны продолжаться бесконечно долго. Практически во всех реальных системах трение существует и свободные колебания постепенно затухают. Таким образом, трение наряду с инерционностью и упругостью является еще одним важным параметром колебательной системы.

Характер движения системы при затухании свободных колебаний может быть периодическим и апериодическим (рис. 7). Быстрота и характер затухания зависят от величины трения в системе.

Упрощенно все виды трения делят на два типа: сухое и вязкое (рис. 8). Сила трения, приложенная к трущемуся телу, всегда направлена против скорости его относительного перемещения. При сухом трении сила трения от скорости не зависит $F_{\text{тр}}(x) = \text{const}$, при вязком она пропорциональна скорости

$$F_{\text{тр}}(\dot{x}) = Rx, \tag{15}$$

где $R$ — коэффициент активного сопротивления, для идеального вязкого трения величина постоянная.

Практически сухое трение реализуется при трении двух сухих поверхностей, а вязкое — при движении тела в жидкости или при относительном движении двух тел, между поверхностями которых расположен слой жидкости.

В действительности сила сухого трения несколько зависит от скорости, но для решения большинства механических задач этим можно пренебречь. Точно так же выражение (15) и график *2* на рис. 8 являются допустимой идеализацией вязкого трения.

В самом общем виде, если трение не имеет идеального характера, коэффициент активного сопротивления определяется формулой

$$R = \frac{dF_{\text{тр}}}{d\dot{x}}.$$

Ясно, что при идеальном сухом трении $R=0$, а при реальном сухом трении $R\neq 0$, и условно можно считать, что в этом случае мы имеем сумму сухого и вязкого трения.

В большинстве лентопротяжных механизмов, если не принимаются какие-то специальные меры, трение недостаточно и характер

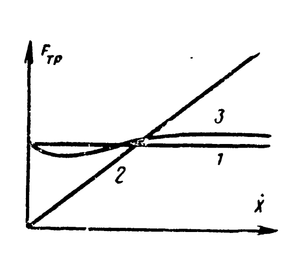



Рис. 8. Графики зависимости силы трения от скорости.

*1* — идеальное сухое трение; *2*—идеальное вязкое трение; *3* — реальное сухое трение.

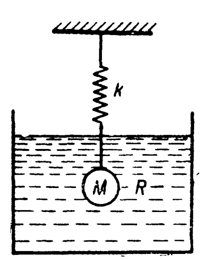



Рис. 9. Схема простой колебательной системы с одной степенью свободы при наличии вязкого трения.

движения при затухании собственных колебаний — периодический Так как лентопротяжный механизм во время работы подвержен воздействию случайных возмущений (толчков), то практически все время в механизме наблюдаются затухающие свободные колебания.

Если к какому-либо элементу системы приложена периодическая возмущающая сила или этот элемент с помощью внешнего устройства заставляют совершать периодические колебания, то в системе возникают в ы н у ж д е н н ы е  к о л е б а н и я, которые происходят с той же частотой, что и возмущающие колебания. Такие колебания также всегда присутствуют в работающем лентопротяжном механизме, так как в нем всегда имеются источники периодических возмущений.

Таким образом, общее суммарное колебание в механизме, которое определяется колебанием его инерционных звеньев, состоит из свободных затухающих колебаний, на которые накладываются вынужденные колебания.

Самым общим методом исследования колебательных систем является классический метод составления и решения дифференциальных уравнений системы. Для этого, применяя метод сечений, обры-

вают упругие связи, выделяя каждое инерционное звено системы, и, заменив отброшенные связи упругими реакциями с учетом также сил трения и возмущающих сил, составляют основное уравнение механики (произведение массы тела на ускорение равно сумме всех действующих на тело сил) для каждого инерционного звена. Число получающихся дифференциальных уравнений равно числу степеней свободы системы, и они полностью определяют ее поведение под действием всех приложенных возмущающих сил. Такой метод расчета и исследования лентопротяжных механизмов является весьма трудоемким и громоздким из-за большого числа получающихся дифференциальных уравнений и поэтому не получил широкого распространения.

Для инженерных расчетов задачу можно сильно упростить, сведя механизм к системе или системам с малым числом степеней свободы (одной, двумя). Действительно, если в схеме на рис. 2, *б* ведущий узел рассматривать как единое инерционное звено, инерционность которого значительно выше, чем инерционность подающего и приемного узлов, иными словами, считать его звеном с бесконечной массой, на движение которого не влияют колебания подающего и приемного узлов, то оба эти узла, соединенные с ведущим валом упругими отрезками ленты, можно рассматривать как изолированные друг от друга колебательные системы с одной степенью свободы.

Условная схема такой системы изображена на рис. 9. Ее основными параметрами являются: масса груза — $M$, жесткость пружины — $k$ и коэффициент линейного активного сопротивления — $R$. Если вывести систему из равновесия, она начнет совершать свободные колебания. Дифференциальное уравнение, описывающее эти колебания, может быть получено при составлении основного уравнения механики для массы $M$:

$$M\ddot{x} = G - (G + kx) - R\dot{x},$$

где $x$, $\dot{x}$, $\ddot{x}$ — соответственно перемещение, скорость и ускорение груза; $G$ — вес груза; $F_{упр} = G + kx$ — приложенная к грузу упругая реакция пружины; $F_{тр} = R\dot{x}$ — сила вязкого трения.

Отсюда получим:

$$M\ddot{x} + R\dot{x} + kx = 0 \qquad (16)$$

или, разделив на $M$,

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega_0^2 x = 0. \qquad (17)$$

Решением этого дифференциального уравнения при отсутствии трения ($R=0$ и соответственно $\delta=0$) будет выражение

$$x = A\cos(\omega_0 t - \gamma). \qquad (18)$$

Таким образом, свободное движение системы с одной степенью свободы в отсутствии трения выражается законом гармонических колебаний, где

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{M}} \qquad (19)$$

— угловая частота собственных колебаний системы ($\omega_0 = 2\pi f_0$);

$A$ — постоянная амплитуда колебаний, величина которой зависит от начальных условий; $\gamma$ — фаза колебания, также зависящая от величины заданных при начале движения отклонения и скорости.

При наличии вязкого сопротивления ($R>0$) амплитуда колебаний будет постепенно уменьшаться (рис. 7, *а*). Энергия, сообщенная системе при начале движения, будет постепенно расходоваться на преодоление сил трения, переходить в тепло и рассеиваться Быстрота затухания зависит от коэффициента затухания

$$\delta = \frac{R}{2M}. \tag{20}$$

Когда $\delta$ достигает значения $\delta = \omega_0$, колебания становятся апериодическими (рис. 7, *б*). Значение $R$, при котором это происходит, называется критическим. Сопоставляя уравнения (19) и (20), получим:

$$R_{кр} = 2\sqrt{Mk}. \tag{21}$$

Угловая частота затухающих колебаний $\omega_R$ (при $R \neq 0$) меньше, чем в системе без трения, и равна.

$$\omega_R = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}.$$

Однако при решении практических задач можно считать приближенно $\omega_R = \omega_0$, если затухание мало и $\delta \ll \omega_0$.

При рассмотрении систем с бо́льшим числом степеней свободы метод составления дифференциальных уравнений будет аналогичным. Для пояснения физики явления полезно отметить, что в левой части линейного дифференциального уравнения с постоянными коэффициентами (16) стоят три приложенные к грузу силы: сила инерции $M\ddot{x}$; сила вязкого сопротивления $R\dot{x}$; сила упругой реакции $kx$. Все три силы переменные, так как $x$ меняется по гармоническому закону. Интересно, что учтенная при составлении основного уравнения механики постоянная сила тяжести груза $G$ автоматически исключилась из конечного уравнения (16). Это естественно, поскольку постоянные силы на собственно колебательный процесс не влияют. При рассмотрении колебаний в лентопротяжном механизме также можно не учитывать постоянные составляющие натяжения ленты, сил трения, моментов двигателей и т. п.

Если в рассмотренном случае к массе $M$ приложена еще внешняя периодическая возмущающая сила, то решается задача о вынужденных колебаниях системы с одной степенью свободы. Обычно рассматривают поведение системы при воздействии силы гармонического характера

$$F_п = \Delta F_п \sin \Omega t, \tag{22}$$

так как любой периодический процесс может быть представлен в виде суммы гармонических составляющих. Тогда уравнение (16) запишется в виде

$$M\ddot{x} + R\dot{x} + kx = \Delta F_п \sin \Omega t. \tag{23}$$

И соответственно

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega_0^2 x = \frac{\Delta F_п}{M} \sin \Omega t. \tag{24}$$

Решением этого уравнения будет гармоническое колебание вида

$$x = A_1 \sin(\Omega t - \gamma_1), \tag{25}$$

которое накладывается на собственные колебания системы, отображаемые уравнением (18).

Здесь $A_1$ — амплитуда вынужденных колебаний, равная

$$A_1 = \frac{\Delta F_п}{M} \frac{1}{\sqrt{\left(\omega_0^2 - \Omega^2\right)^2 + 4\delta^2\Omega^2}}, \tag{26}$$

а $\gamma_1$ — фазовый сдвиг вынужденных колебаний системы по отношению к колебаниям возмущающей силы.

В лентопротяжных механизмах имеет значение не амплитуда колебаний, как обычно в инженерных приложениях теории колебаний, а амплитуда колебаний скорости $\Delta v$.

При гармоническом колебании связь между перемещением, скоростью и ускорением выражается уравнениями

$$\left.\begin{aligned} x &= A \sin(\Omega t - \gamma); \\ \dot{x} &= A\Omega \cos(\Omega t - \gamma); \\ \ddot{x} &= -A\Omega^2 \sin(\Omega t - \gamma); \end{aligned}\right\} \tag{27}$$

которые получаются путем последовательного дифференцирования перемещения $x$ по времени. Таким образом,

$$\Delta v = A\Omega, \tag{28}$$

и, следовательно, амплитуда колебаний скорости зависит не только от амплитуды колебаний, но и от частоты.

Соотношения (27) и (28) могут быть весьма полезными в инженерных расчетах. Так, зная частоту и частный коэффициент колебаний скорости ленты в механизме на этой частоте, можно узнать амплитуду колебаний. Например, при $f = 100$ *гц*, $K_f = \pm 0{,}05\%$; $v = 38{,}1$ *см/сек* получим из уравнений (28) и (9) $A_f = 0{,}3$ *мкм*. Если при тех же условиях $f = 0{,}2$ *гц*, $A_f = 150$ *мкм*. Таким образом, амплитуды колебаний ленты в реальных лентопротяжных механизмах в интересующем нас диапазоне частот могут иметь порядок от десятых долей микрона и менее до десятых долей миллиметра и более.

Аналогичным образом с помощью уравнений (27) можно найти и амплитуды ускорений.

Одной из особенностей лентопротяжного механизма как колебательной системы является то, что колебательный процесс происходит в движущейся системе. Колебательное движение при этом накладывается на движение, происходящее с постоянными линейными и угловыми скоростями. Если рассматривать движение ленты относительно координатных осей, движущихся параллельно ленте с ее средней скоростью, то можно выделить тем самым только колебательное движение ленты. Поэтому при рассмотрении колебаний в механизме его можно рассматривать как неподвижную колебательную систему (с теми параметрами, которые реально присущи механизму), к которой приложены переменные возмущающие силы При этом постоянные составляющие всех сил можно не учитывать, так как на процесс колебания они не оказывают влияния.

В связи с вышеуказанным следует отметить, что между движущейся и неподвижной колебательными системами имеется существенное различие в отношении влияния сухого трения на колебания системы.

На рис. 10 изображен груз с массой $M$, лежащий на неподвижной опорной плоскости и упруго прикрепленный к неподвижной стойке. Если сообщить грузу достаточное отклонение от положения равновесия, то начнутся свободные колебания груза, причем между грузом и опорной плоскостью будет развиваться сила сухого трения, постоянная по величине, но направленная всегда против скорости и поэтому в данном случае переменная по направлению, которую необходимо учитывать при рассмотрении колебаний. Эта сила сухого трения будет способствовать постепенному затуханию колебаний в системе.

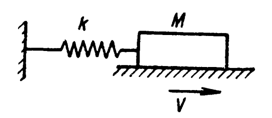



Рис. 10. Колебательная система с сухим трением

Представим теперь, что той же системе опорной плоскости сообщено движение с постоянной скоростью. Тогда к грузу со стороны плоскости будет приложена постоянная по величине и направлению сила трения, направленная против скорости движения груза относительно плоскости. Эта сила вызовет статическую деформацию пружины, и груз установится в новом положении равновесия. Сила трения будет уравновешена упругой реакцией пружины. Если теперь вывести груз из состояния равновесия, заставив его совершать свободные колебания, и если амплитуда колебаний скорости груза не превышает предварительно заданную скорость плоскости, то это нисколько не повлияет на силу трения, поскольку общее направление скорости скольжения груза по плоскости не изменится. Поэтому в данном случае сила сухого трения постоянна и никак не влияет на колебательный процесс.

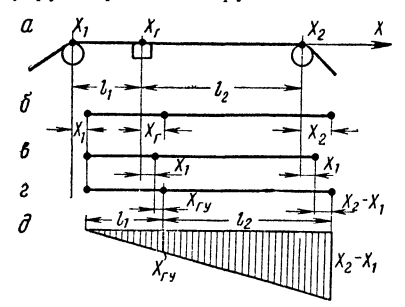



Рис. 11. К расчету колебаний ленты у головки.

Вот почему сухое трение, существующее во вращательно и поступательно движущихся узлах и элементах лентопротяжного механизма, никак не влияет на колебания в механизме и его при анализе колебаний можно не рассматривать. Постоянные составляющие сил сухого трения в механизме уравновешены другими постоянными силами, например постоянными составляющими сил натяжения ленты и т. п.

Выше, при анализе колебаний в механизме, мы фактически рассматривали колебания его инерционных элементов, поскольку их положение полностью определяет конфигурацию системы. Однако в конце концов нас интересуют колебания не этих элементов, а тех точек ленты, которые оказываются расположены против головок записи и воспроизведения. Поэтому важно, зная закон колебаний ско-

рости соседних с головкой инерционных элементов, уметь оценить колебания скорости в зоне головки. И также важно для практики выбрать оптимальное положение головки между инерционными элементами.

Из рис. 11, *а—г* видно, что перемещение ленты у головки может быть разделено на два движения: перемещение всей ленты без деформаций на величину $x_1$ и упругое перемещение всех точек ленты при перемещении ее правого конца на величину $(x_2—x_1)$, при этом точка ленты у головки перемещается на величину $x_{г.у}$. Общее перемещение ленты у головки равно:

$$x_г = x_1 + x_{г.у}.$$

Величина $x_{г.у}$ может быть найдена из подобия треугольников в эпюре упругих перемещений точек ленты (рис. 11, *д*)

$$\frac{x_2 - x_1}{l_1 + l_2} = \frac{x_{г.у}}{l_1}.$$

Отсюда перемещение ленты в зоне головки равно:

$$x_г = \frac{x_1 l_2 + x_2 l_1}{l_1 + l_2}. \qquad (29)$$

Формула (29) является общей, и из нее при подстановках легко можно получить различные частные случаи сложения колебаний в зоне головки.

Так, например, очевидно, что если головка расположена у левого или правого конца ленты ($l_1=0$ или $l_2=0$), то $x_г = x_1$ или соответственно $x_г = x_2$. Отсюда следует практический вывод: головку следует располагать ближе к тому инерционному элементу, движение которого наиболее стабильно.

Так как применительно к лентопротяжным механизмам нас интересуют колебания скорости ленты, то, продифференцировав выражение (29) по времени, получим выражение для сложения колебаний скорости

$$\dot{x}_г = \frac{\dot{x}_1 l_2 + \dot{x}_2 l_1}{l_1 + l_2}. \qquad (30)$$

Естественно, что для нахождения оптимального положения магнитной головки в общем случае следует пользоваться формулой (30), а не (29), поскольку амплитуда колебаний скорости зависит не только от амплитуды перемещения, но и от частоты (28). Поэтому точка ленты, имеющая минимальную амплитуду колебания, в общем случае может не совпадать с точкой ленты, имеющей минимальную амплитуду скорости колебания.

Из формулы (30) также непосредственно следует, что, поскольку головки записи и воспроизведения практически располагаются на некотором расстоянии друг от друга, колебания скорости ленты, а следовательно, и величины $K_с$ и $K_д$, измеренные в зоне этих головок, будут всегда различными.

Существенные трудности возникают при определении параметров механизма как колебательной системы ($M$; $k$; $R$). Легче всего простым расчетом могут быть определены моменты инерции всех вращающихся элементов, которые обычно можно разделить при расчете на простые тела вращения.

Жесткости отрезков ленты, соединяющих инерционные элементы, определяются по формуле

$$k = \frac{ES}{l}, \tag{31}$$

где $E$ — динамический модуль упругости ленты; $S$ — площадь ее поперечного сечения; $l$ — длина соответствующего отрезка.

Обычно в литературе приводятся данные по статическому модулю упругости. Проведенные исследования динамического модуля упругости для лент на ацетатной основе показали, что он зависит от натяжения ленты (рис. 12) и не зависит от частоты колебаний.

Поскольку интересующие нас колебания в механизмах являются малыми, то считают, что при этих колебаниях величины $M$, $R$ и $k$ не меняются за период колебаний, что позволяет применять к расчету механизма аппарат линейной теории колебаний.

Одной из особенностей лентопротяжного механизма как колебательной системы является то, что некоторые его параметры медленно меняются во время движения ленты. Так, моменты инерции рулонов меняются с изменением их радиусов; жесткости отрезков ленты меняются от начала к концу рулона с изменением натяжения ленты и т. п. Соответственно меняются и частоты собственных колебаний.

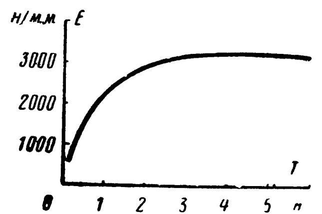



Рис. 12. Зависимость динамического модуля упругости ленты шириной 6,25 *мм*, толщиной 0,05 *мм* от натяжения.

В лентопротяжных механизмах поступательно движущаяся лента кинематически связана с рядом вращающихся элементов, которые иногда в свою очередь кинематически связаны с другими вращающимися элементами. При анализе колебаний в механизмах принято для удобства приводить все параметры механизма, а также перемещения и силы к ленте. При этом все угловые величины преобразуются в линейные с помощью соответствующих формул и правил приведения.

Основной смысл операции приведения заключается в том, что при замене некоторого элемента (или группы элементов) в системе на приведенные движение того элемента, к которому осуществлено приведение (в данном случае ленты), под воздействием всех приложенных к системе возмущающих сил не изменится. Частоты собственных колебаний системы также останутся неизменными.

Обычно в магнитофонах (рис. 13, *а*) большинство вращающихся деталей непосредственно кинематически сцепляется с лентой, и

в этом случае формулы приведения приобретают очень простой вид:

$$\left.\begin{aligned} x = \varphi\rho;\ \dot{x} = \dot{\varphi}\rho;\ \ddot{x} = \ddot{\varphi}\rho;\ F = \frac{M}{\rho};\\ M = \frac{I}{\rho^2};\ \ k = \frac{k_\text{к}}{\rho^2};\ \ R = \frac{R_\text{к}}{\rho^2}, \end{aligned}\right\} \qquad (32)$$

где $\rho$ — радиус приводимого вращающегося звена, на котором оно контактирует с лентой (радиус приведения); $к$ — индекс, означающий, что данная величина угловая; $\varphi$ — угол, соответствующий перемещению $x$; $M$ — момент, соответствующий силе $F$; $I$ — момент инерции.

Этими уравнениями можно пользоваться для приведения угловых величин вращающегося элемента к любой его точке на заданном радиусе $\rho$. И наоборот, если известны сосредоточенные в точке вращающегося элемента линейные параметры, то их можно привести к оси вращения этого элемента в форме угловых величин.

Последовательно используя уравнения (32), можно осуществить приведение к ленте параметров всех звеньев, даже связанных с лентой длинной кинематической цепочкой. Например, момент инерции ротора ведущего двигателя (рис. 13, *а*) приводится сначала к точке фрикционного контакта между валом ведущего двигателя и резиновым ободом маховика ведущего вала, которая принадлежит одновременно двум вращающимся кинематически связанным элементам. Получившееся значение приведенной массы далее приводится к оси ведущего вала. И затем окончательно полученный приведенный момент инерции приводится к ленте. Аналогичным образом к ленте могут быть приведены $R_\text{к}$ и $k_\text{к}$ магнитного поля ведущего двигателя.

На рис. 13, *б* изображена колебательная система с поступательным движением звеньев, которая является приведенной к ленте моделью рассматриваемого нами механизма. Она является типичной колебательной системой, аналогичной тем, которые мы уже разобрали, но с шестью степенями свободы В этой схеме прямоугольниками изображены приведенные к ленте массы всех инерционных элементов механизма, которые соединены между собой и с корпусом механизма приведенными к ленте упругими и вязкими связями.

Напомним, что мы рассматриваем колебания в системе координат, движущейся со средней скоростью ленты, поэтому массы совершают только колебательное движение относительно условного корпуса, который неподвижен в выбранной системе координат. Так как ротор ведущего двигателя связан упругой и вязкой связями с вращающимся магнитным полем двигателя, скорость которого при приведении к ленте будет равна ее средней скорости, то в модели приведенная масса ротора условно соединяется соответствующими приведенными связями с корпусом механизма.

Модель, представленная на рис. 13, *б*, может быть практически реализована в том смысле, что ее действительно можно собрать из реальных механических элементов, т. е. массивных тел, пружин и демпферов, параметры которых должны соответствовать расчетным.

Наблюдая свободные и вынужденные колебания в модели, можно было бы практически измерить частоты собственных колебаний в механизме, а также степень защищенности от колебаний рабочей зоны механизма (участок ленты между массами $M_2$ и $M_3$ на рис. 13, *б*). В такой модели колебания приведенных к ленте элементов, непосред-

ственно контактирующих с лентой ($M_1$ — $M_5$), будут в точности соответствовать колебаниям точек их контакта в реальном механизме.

Однако на практике никто не занимается конструированием и изготовлением подобных моделей прежде всего потому, что это достаточно сложная задача (целесообразнее разработать и изготовить непосредственно лентопротяжный механизм), и потому, что измерение колебаний в модели не проще, чем в реальном механизме.

Поэтому эти модели строятся только на бумаге и оказываются очень полезными в инженерной практике, так как обладают большей наглядностью и позволяют лучше понять физическую картину явле-

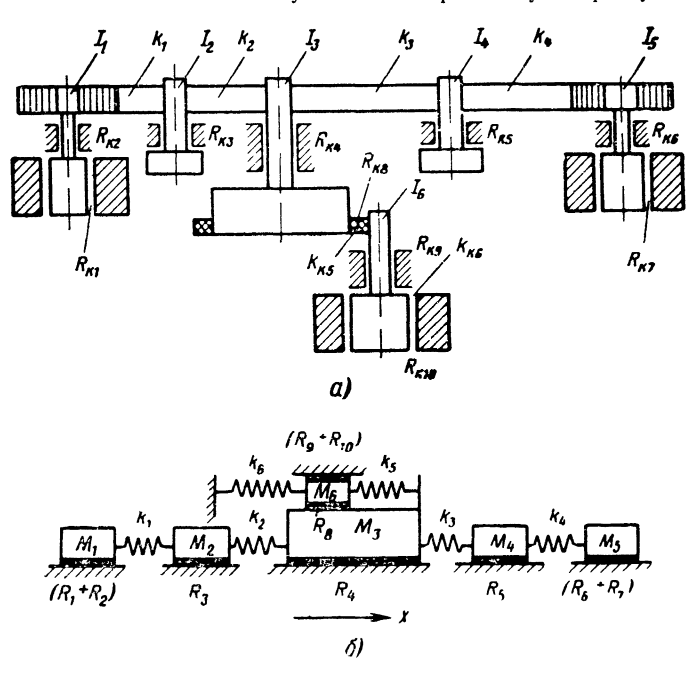



Рис. 13. Один из типичных лентопротяжных механизмов студийного магнитофона.

*а* — кинематическая схема $I_1$, $I_5$ — моменты инерции подающего и приемного узлов с рулонами ленты, $I_2$, $I_4$ — моменты инерции обводных роликов (иногда $I_2$ выбирают значительной величины, и тогда этот ролик называют инерционным), $I_3$ — момент инерции маховика ведущего вала, $I_6$ — момент инерции ротора ведущего двигателя, $k_1$, $k_2$, $k_3$, $k_4$ — жесткости отрезков ленты между инерционными элементами, $k_{К5}$ — угловая жесткость фрикционной передачи, $k_{К6}$ — угловая жесткость магнитного поля ведущего двигателя, $R_{К2}$, $R_{К3}$, $R_{К4}$, $R_{К5}$, $R_{К6}$, $R_{К9}$ — угловые коэффициенты активного сопротивления в подшипниках, $R_{К8}$ — во фрикционной передаче; $R_{К10}$ — в ведущем двигателе, $R_{К1}$, $R_{К7}$ — в двигателях подающего и приемного узлов; *б* — колебательная система с поступательным движением звеньев, являющаяся приведенной к ленте моделью механизма Жирными линиями обозначена вязкая связь между элементами Стержни и пружины массы не имеют.

ния, чем реальная схема механизма. Удобно то, что в модели присутствует только один тип движения (отсутствуют крутильные колебания). Так как приведение осуществлено к одному звену и поэтому в модели отсутствуют передаточные отношения, то очень облегчается сопоставление амплитуд колебаний инерционных элементов. По этой же причине в модели легко оценить реальные соотношения параметров системы. Так, глядя на схему рис. 13, *а*, трудно сказать, можно ли считать, например, при приближенном рассмотрении, что ведущий вал обладает бесконечной массой по сравнению с массами обводных роликов, а также подающего и приемного узлов, а в модели соответствующее заключение легко можно сделать, сравнивая величины приведенных масс. Аналогичным образом по схеме привода механизма трудно заключить, является ли жесткость упругой связи между валом ведущего двигателя и маховиком настолько большой, чтобы приближенно можно было принять ее равной бесконечности, рассматривая маховик и ротор ведущего двигателя как единое инерционное звено. В модели соответствующий вывод можно сделать, сопоставляя величины жесткостей $k_5$ и $k_6$. Удобно в модели также и то, что все параметры механизма ($M$, $R$, $k$) представлены отдельными элементами, обозначения которых унифицированы.

Важным при рассмотрении модели является правило приведения коэффициента колебания скорости. коэффициент колебания скорости некоторого звена при любых приведениях этого звена не меняет своего значения.

Так, если коэффициент колебания угловой скорости некоторого вращающегося элемента в реальном механизме равен:

$$K_c = \pm \frac{\Delta\omega}{\omega} 100\%,$$

то при его приведении к ленте как $\Delta\omega$, так и $\omega$ умножатся на некоторый постоянный коэффициент приведения скорости к ленте (32) и поэтому коэффициент колебания скорости приведенного элемента в модели будет равен коэффициенту колебания скорости самого элемента в механизме.

## 6. Источники возмущений скорости ленты в лентопротяжном механизме

Рассматривая вынужденные колебания системы с одной степенью свободы, мы предполагали, что к инерционному звену (рис. 9) приложена внешняя, зависящая только от времени, гармоническая возмущающая сила. При этом имелось в виду, что имеется некоторое устройство, называемое генератором переменной силы, которое позволяет прикладывать к элементу системы переменную силу, не зависящую от имеющегося или возникающего в результате приложения этой силы движения системы.

При рассмотрении колебаний скорости ленты весьма полезным также оказывается введение второго понятия — генератора переменной скорости. Под этим термином понимают устройство, способное сообщать некоторому элементу переменную скорость, которая не зависит от реакции (обратного силового воздействия) системы на сам генератор.

При исследовании лентопротяжных механизмов все источники вынужденных колебаний удобно делить на генераторы переменных сил и скоростей. Этот подход, конечно, является упрощенным, и при проведении такого деления необходима осторожность.

Наиболее типичным генератором переменной силы является сухое трение, возникающее в лентопротяжных механизмах при трении ленты о головки и неподвижные направляющие, а также во фрикционах. При этом сила трения всегда является суммой переменной и постоянной составляющих. Так как сила сухого трения не зависит от величины скорости, то кинематическая пара элементов с наличием сухого трения может рассматриваться как генератор постоянной и переменной силы

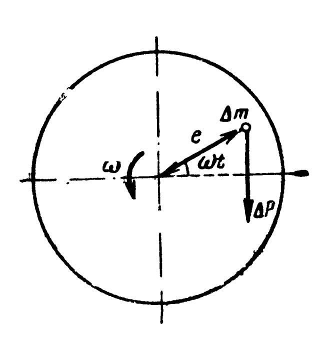



Рис. 14. Схема действия переменного гравитационного момента на несбалансированный маховик с горизонтальной осью.

$\Delta m$ — величина эквивалентной несбалансированной массы, вес которой равен $\Delta P$, расположенной на расстоянии $e$ от оси вращения.

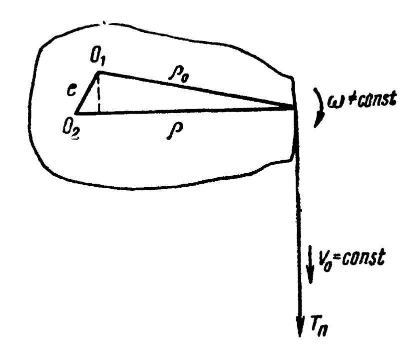



Рис. 15. Схема движения эксцентричного рулона ленты.

$O_1$ — центр рулона, $O_2$ — ось вращения рулона, $\rho_0$ — радиус рулона, $\rho$ — радиус схода ленты; $e$ — эксцентриситет.

Широко применяемые во вращающихся узлах механизма подшипники качения и скольжения, при вращении которых развивается момент сопротивления, являющийся суммой переменной и постоянной составляющих, также можно считать генераторами силы. К генераторам сил относятся прижимной ролик и обрезиненные ролики фрикционных передач, потому что сила сопротивления, возникающая при вальцевании резины, имеет переменную составляющую, которая зависит от неоднородности резинового слоя на ролике. Эта переменная сила имеет периодический характер, и ее угловая частота равна угловой скорости ролика.

Еще одним типичным генератором переменной силы является переменный гравитационный момент, воздействующий на несбалансированный маховик при его вращении, если ось маховика горизонтальна (рис 14). Этот момент равен:

$$M_{п} = \Delta P e \cos \omega t = \Delta M_{п} \cos \omega t, \qquad (33)$$

где $\Delta M_п$ — амплитуда переменного гравитационного момента, равная величине дисбаланса; $\omega$ — угловая частота возмущения, равная угловой скорости маховика.

Переменные силы, развиваемые вышеуказанными генераторами, являются внешними возмущающими силами по отношению к колебательной системе (рис. 13), и если известна величина этих сил, то они в общем случае могут быть учтены при рассмотрении вынужденных колебаний системы в ее дифференциальных уравнениях, например как в выражении (23).

Ведомый лентой эксцентричный подающий рулон является для ленты генератором переменной силы. Действительно, если скорость ленты постоянна (рис. 15), то угловая скорость рулона будет переменной

$$\omega = \frac{v_0}{\rho},$$

где $\rho = \rho_0 + e\cos\omega t$.

После преобразований получим для угловой скорости эксцентричного рулона, ведомого лентой:

$$\omega = \frac{v_0}{\rho_0}\frac{1}{\left(1 + \frac{e}{\rho_0}\cos\omega t\right)} = \omega_0\left(1 - \frac{e}{\rho_0}\cos\omega t\right) = \omega_0 - \Delta\omega\cos\omega t,$$

где $\omega_0 = v_0/\rho_0$ — постоянная составляющая угловой скорости рулона; $\Delta\omega = \omega_0\frac{e}{\rho_0}$ — амплитудное значение переменной составляющей угловой скорости рулона.

Отсюда коэффициент колебаний угловой скорости рулона равен:

$$K_f = \pm\frac{\Delta\omega}{\omega_0}100\% = \pm\frac{e}{\rho_0}100\%. \tag{34}$$

Основное уравнение механики для рулона имеет вид:

$$I\frac{d\omega}{dt} = T_п\rho,$$

где $I$ — суммарный момент инерции рулона и всего подающего узла; $T_п$ — переменная составляющая натяжения ленты, вызываемая эксцентричностью рулона.

Проведя дифференцирование и преобразования, получаем:

$$T_п = \frac{Iv_0^2e}{\rho_0^4}\sin\omega t = \frac{Mv_0^2e}{\rho_0^2}\sin\omega t, \tag{35}$$

где $M$ — суммарная приведенная к ленте масса рулона и подающего узла, а выражение перед синусом является амплитудой $T_п$.

Сила $T_п$ приложена со стороны рулона к ленте и является по отношению к колебательной системе внутренней силой (рис. 13). Поэтому для рассмотрения ее влияния на колебания системы необходимо, применяя метод сечений, отбросить рулон ленты, заменив его силой, которая при этом становится внешней силой для оставшейся части системы.

Выражение (35) справедливо и для приемного рулона, а также и для любого другого ведомого лентой эксцентричного ролика, обладающего существенной приведенной массой.

Следует обратить внимание на то, что выражение (35) выведено лишь для случая, когда линейная скорость схода ленты с рулона не зависит (или практически не зависит) от силовых возмущений, создаваемых эксцентричностью рулона.

Типичным генератором переменной скорости можно считать вращающееся магнитное поле ведущего двигателя, скорость вращения которого не зависит от обратной реакции системы. Так, даже если полностью затормозить ротор ведущего двигателя, это никак не отразится на скорости вращения поля.

Часто можно считать генератором переменной скорости вал ведущего двигателя, а также ведущий вал механизма, так как приведенные к ленте массы ротора ведущего двигателя и ведущего узла обычно бывают много больше других масс, приведенных к ленте.

Анализируя действие какого-либо генератора скорости, можно рассматривать колебания только той части схемы, к которой данный генератор подключен (колебания внутри самого генератора не учитываются). Так, например, считая ведущий вал генератором скорости, полагаем тем самым, что точкам ленты, связанным с ведущим валом (рис. 13), принудительно сообщаются колебания этой скорости. При этом не важно, какие причины вызвали колебания скорости самого ведущего вала, т. е. можно не рассматривать колебания внутри ведущего узла

При вращении эксцентричного рулона (рис. 15) с постоянной угловой скоростью линейная скорость схода ленты с рулона будет переменной.

Действительно, при $\omega = \omega_0 = \text{const}$

$$v = \omega_0 \rho = \omega_0 \rho_0 + \omega_0 e \cos \omega_0 t, \qquad (36)$$

где $\omega_0 \rho_0 = v_0$ — постоянная составляющая скорости ленты; $\omega_0 e = \Delta v$ — амплитуда переменной составляющей скорости.

Частный коэффициент колебаний скорости ленты, вызываемых эксцентриситетом рулона, равен:

$$K_f = \pm \frac{e}{\rho_0} 100\%. \qquad (37)$$

Эта же формула справедлива для коэффициента колебаний скорости ленты, вызываемых эксцентриситетом ведущего вала, если скорость вращения последнего практически не зависит от реакции ленты на вал.

Аналогично любой эксцентричный ведущий вал, который может считаться генератором скорости, сообщает ведомому элементу, в том числе, например, фрикционно связанному с ним ролику, колебания линейной периферической скорости в точке контакта, определяемые выражениями (36) и (37), которые в свою очередь вызывают соответствующие колебания угловой скорости ведомого вала.

Если передача состоит из нескольких последовательно включенных эксцентричных роликов, то число переменных гармонических составляющих скорости выходного звена будет равно числу роликов, участвующих в передаче (если скорость ведущего звена постоянна), так как каждый ролик дает свою составляющую. И частный коэф-

фициент колебания скорости для каждой составляющей без учета суммирования составляющих одинаковой частоты будет равен:

$$K_{f,i} = \pm \frac{e_i}{\rho_{0i}} 100\%, \qquad (38)$$

где $i$ — номер ролика и соответствующей гармонической составляющей.

Изложенное справедливо и для зубчатых зацеплений, если учитывать только эксцентричность шестерен. Шестерни, кроме того, могут вносить специфические колебания скорости, связанные с ошибкой по шагу и с накопленной ошибкой по шагу.

Другим важным для анализа механизма генератором переменной скорости является эксцентричный обводной ролик, ведомый лен-

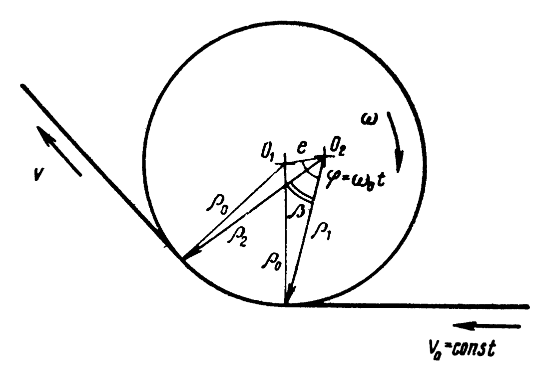



Рис. 16 Эксцентричный обводной ролик как генератор переменной скорости ленты.

$O_1$ и $O_2$ — ось ролика и ось вращения ролика; $\rho_1$ и $\rho_2$ — радиусы захода и схода ленты; $\beta$ — угол охвата ролика лентой; $e$ — эксцентриситет; $\omega$ — мгновенная угловая скорость ролика, $\rho_0$ — радиус ролика.

той Если сообщить одной ветви ленты, огибающей эксцентричный ролик без проскальзывания (рис. 16), постоянную скорость $v_0$, то скорость другой ветви ленты в точке контакта с роликом будет совершать колебания, что следует из соотношений

$$\omega = \frac{v_0}{\rho_1}; \quad v = \omega\rho_2 = v_0 \frac{\rho_2}{\rho_1},$$

где

$$\rho_1 = \rho_0 + e\cos\omega_0 t;$$
$$\rho_2 = \rho_0 + e\cos(\omega_0 t - \beta).$$

После преобразований получим:

$$v = v_0 \left[1 - \frac{2e}{\rho_0} \sin\frac{\beta}{2} \sin\left(\omega_0 t - \frac{\beta}{2}\right)\right]. \qquad (39)$$

Таким образом, скорость ленты $v$ содержит гармоническую составляющую с угловой частотой $\omega_0$. Частный коэффициент колебания скорости ленты на этой частоте будет равен:

$$K_f = \pm \frac{2e}{\rho_0} \sin \frac{\beta}{2} 100\%. \qquad (39')$$

Как видим, $K_f$ зависит от угла обхвата — он максимален при $\beta = 180°$ и равен нулю при $\beta = 0°$ и $\beta = 360°$.

Полученный вывод не изменится, если ведущей будет сбегающая с ролика ветвь ленты. Естественно, что ролик работает как генератор переменной скорости только в том случае, если реакция системы (механизма) на эти колебания будет не слишком велика.

Например, можно считать генераторами переменной скорости те эксцентричные обводные ролики, ведомая ветвь ленты которых связана с остальной схемой механизма упругой связью с малой жесткостью, например подпружиненным рычагом.

Иногда в лентопротяжных механизмах применяют в кинематических передачах промежуточный паразитный фрикционный ролик (рис. 17). Нетрудно понять, что если он эксцентричен, то это дает (сравните с рис. 16) на выходном звене колебания скорости, которые также можно оценить выражениями (39) и (39′). Такой ролик является генератором переменной скорости (также как и промежуточная шестерня).

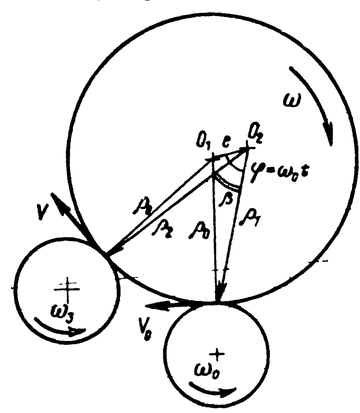



Рис. 17. Эксцентричный промежуточный фрикционный ролик как генератор переменной скорости.

Угловая скорость ведущего ролика $\omega_0$ — постоянна, ведомого ролика $\omega_3$ — переменна.

Рассматривая генераторы сил, мы видели, что значительное место среди них занимают подшипники, создающие переменный момент сопротивления вращению. Кроме того, выбор подшипникового узла влияет на суммарный эксцентриситет вращающегося узла в сборе, т. е. на его поведение как генератора переменной скорости. Отсюда становится ясным, что в лентопротяжных механизмах вопрос о подшипниках является одним из главных.

В первых конструкциях лентопротяжных механизмов предпочтение отдавалось подшипникам скольжения вследствие того, что они меньше шумят при работе, чем шарикоподшипники; кроме того, полагали, что им присущ более равномерный момент трения. Что касается акустического шума, то преимущество подшипников скольжения бесспорно, однако во всех остальных отношениях предпочтение следует отдать шарикоподшипникам. Они не требуют регулярной смазки (можно заложить консистентную смазку на все время экс-

плуатации аппарата) и обладают высокой стабильностью во времени постоянной и переменной составляющих момента трения. Даже если в подшипнике качения смазка высохнет, его момент трения возрастет не так резко, как в подшипнике скольжения, который в таких условиях может вообще заклиниться.

Постоянная и переменная составляющие момента трения в подшипниках качения, как правило, меньше по величине, чем в подшипниках скольжения (при тех же условиях нагружения), что важно для уменьшения потерь мощности на трение в механизме и для уменьшения колебаний скорости ленты соответственно.

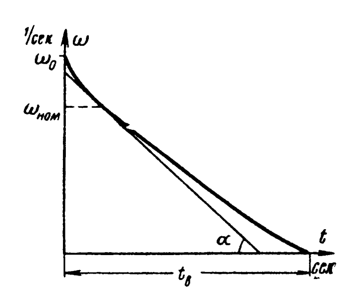



Рис. 18. Определение момента сопротивления в подшипниках по кривой свободного выбега маховика.

$t_в$ время свободного выбега маховика при начальной скорости $\omega_0$

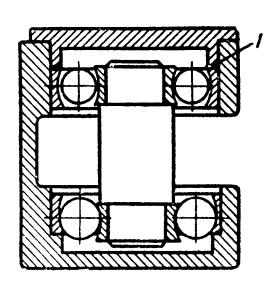



Рис. 19. Принципиальная схема выборки осевых зазоров в шарикоподшипниковом узле.

1 — пакет прокладок, толщина которого подбирается при сборке узла.

С конструктивной и технологической точек зрения гораздо проще применить готовую деталь, каковой является шарикоподшипник, с заранее заданными свойствами, обработав под нее только посадочное место, нежели каждый раз разрабатывать и изготовлять подшипники скольжения, которые трудно унифицировать даже внутри одного предприятия

Подшипники скольжения обладают еще одной неприятной особенностью — со временем они разрабатываются с образованием радиального зазора.

Вышеизложенные причины привели к тому, что в магнитофонах последних выпусков, особенно студийных и портативных, преобладают шарикоподшипники, и поэтому здесь мы остановимся только на них.

Обычно применяют радиальные шарикоподшипники, так как осевые нагрузки в лентопротяжных механизмах (как, впрочем, и радиальные) незначительны, и нет необходимости применять подшипники, приспособленные для восприятия повышенной осевой нагрузки

Постоянная составляющая момента трения в подшипниках может быть определена экспериментально различными способами. Один из них состоит в том, что на наружное кольцо подшипника надевается массивный цилиндр, вес которого равен нагрузке на подшипник в механизме в рабочем положении, а внутреннему кольцу задается

скорость вращения такая, какая реально присуща подшипнику в механизме. Если массивный цилиндр упруго связать с корпусом измерительного прибора, то по растяжению пружины можно судить о постоянном моменте трения, развиваемом в подшипнике в условиях, аналогичных реальным условиям его работы в механизме.

Другой способ определения момента трения в подшипниках вращающегося узла связан с построением кривой свободного выбега этого узла. Применяют его главным образом для определения момента трения в подшипниках маховиков, где основная нагрузка на подшипники — вес самих маховиков. Кривая свободного выбега строится, начиная от скорости, несколько большей той, с которой маховик вращается в механизме (рис. 18). Далее в точке кривой, соответствующей скорости вращения маховика ($\omega_{ном}$), проводится касательная, тангенс угла наклона которой равен ускорению маховика

$$\frac{d\omega}{dt} = \operatorname{tg} \alpha. \tag{40}$$

Так как к маховику приложен только момент сопротивления в подшипниках $M_т$, то основное уравнение механики для него запишется в виде

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_т. \tag{41}$$

Отсюда, зная момент инерции маховика $I$, легко найти $M_т$ для скорости $\omega_{ном}$.

Кривая свободного выбега, приведенная на рис. 18, является типичной, и по ней легко можно заключить, что момент сопротивления в подшипниках зависит от скорости.

Ориентировочно $M_т$ может быть рассчитан по следующей формуле:

$$M_т = \frac{Qfd}{2}, \tag{42}$$

где $Q$ — действующая на подшипник нагрузка; $d$ — диаметр вала; $f$ — условный приведенный к валу коэффициент трения подшипника качения, равный 0,005—0,01.

Отсюда следует, что $M_т$ может быть уменьшен при уменьшении нагрузки на подшипник и при уменьшении внутреннего диаметра подшипника, что подтверждается экспериментально. Эти обстоятельства необходимо помнить при конструировании механизма.

Переменная составляющая момента трения в шарикоподшипниках является в целом случайной функцией времени. Однако, как показывают исследования, в ней почти всегда имеется значительная периодическая составляющая с частотой оборотов подшипника, амплитуда которой составляет до 30% от постоянной составляющей:

$$\Delta M_п \leqslant 0,3\, M_т. \tag{43}$$

Поэтому при упрощенных расчетах механизмов полагают, что переменная составляющая момента сопротивления, развиваемая в подшипнике во время вращения, является гармонической функцией времени

$$M_п = \Delta M_п \cos \omega t, \tag{44}$$

где $\omega$ — угловая частота возмущения, равная угловой скорости вращения наружного кольца подшипника относительно внутреннего; $\Delta M_п$ — амплитуда момента, принимаемая обычно равной 30% от $M_т$.

Поскольку постоянная и переменная составляющие момента трения связаны зависимостью (43), для уменьшения $M_п$ следует стремиться вообще к уменьшению момента сопротивления в подшипниках. Все меры, способствующие уменьшению $M_т$, уменьшают также и $M_п$.

Уменьшению $M_т$ и $M_п$ способствует повышение класса точности применяемых подшипников. Однако надо иметь в виду, что с повышением класса растет и стоимость подшипника. Умелое применение подшипников нормального класса точности может давать очень хорошие результаты.

На некоторых предприятиях применяют отбор подшипников для наиболее ответственных узлов лентопротяжного механизма с выбраковкой подшипников, имеющих повышенные $M_т$ и $M_п$.

При определенном навыке такая выбраковка может проводиться по характеру и интенсивности шума, создаваемого подшипником при вращении.

Пожалуй, одним из самых важных моментов для получения минимальных $M_т$ и $M_п$ является правильная разработка и изготовление подшипникового узла в механизме. Прежде всего несоосности посадочных мест, а также отклонения от перпендикулярности торцевых посадочных поверхностей к цилиндрическим должны находиться в пределах норм, установленных для подшипников данного класса точности. Несоблюдение этого условия влечет за собой резкое возрастание $M_п$, а иногда и $M_т$.

Посадка подшипника на вал, а также в корпус должна быть достаточно плотной, чтобы не было зазоров, и вместе с тем такой, чтобы кольца подшипников под влиянием заданного при сборке натяга не деформировались слишком сильно и не заклинили шарики подшипника.

Обычный радиальный шарикоподшипник (рис. 19) имеет зазоры между шариками и внутренними и наружными кольцами. Вследствие наличия этих зазоров наружное кольцо подшипника относительно внутреннего (и наоборот) может смещаться в радиальном направлении, в осевом направлении и может совершать также угловые перемещения в плоскости сечения, проходящей через ось подшипника.

Реальные величины зазоров значительны, и если не принимать специальных мер, то вращающийся в подшипниках элемент может совершать существенные пространственные колебания (осевые, радиальные и угловые) в пределах этих зазоров. Например, радиальные зазоры радиальных подшипников, обычно применяемых в узлах магнитофонов, могут составлять 0,005—0,015 *мм*.

Для уменьшения угловых перемещений вращающейся в подшипниках детали ее обычно сажают на два подшипника, которые разносятся на значительное расстояние.

Для уменьшения осевых и радиальных зазоров в подшипниковых узлах предусматривают регулируемое в процессе сборки относительное осевое смещение наружных и внутренних колец подшипников (рис. 19). Такое смещение можно проводить при помощи подбора толщины пакета прокладок или при помощи подбора установочных втулок различной высоты. Последнее предпочтительней, так как при этом меньше нарушается (при хорошем выполнении втулок) перпен-

дикулярность торцевой базы подшипника к посадочному цилиндру, однако применение прокладок проще и дешевле.

В лентопротяжных механизмах применяют, как правило, подшипниковые узлы с гарантированным зазором, так как в узлах с гарантированным натягом резко возрастают $M_т$ и $M_п$, хотя они и имеют то преимущество, что перемещение вращающейся детали из-за зазоров в подшипниках полностью исключается.

Что же касается создаваемого шарикоподшипниками шума, то необходимо отметить, что при обычно применяемых подшипниках с внутренним диаметром от 3 до 12 *мм* и скорости их вращения до 500 *об/мин* этот шум незначителен и субъективно соизмерим с неизбежным шуршанием магнитной ленты при трении о направляющие.

## 7. Метод электромеханических аналогий

При исследовании колебаний в лентопротяжных механизмах широко применяется м е т о д э л е к т р о м е х а н и ч е с к и х а н а л о г и й, который позволяет заменить исследование непосредственно механизма или его модели (рис. 13) исследованием их электрическо-

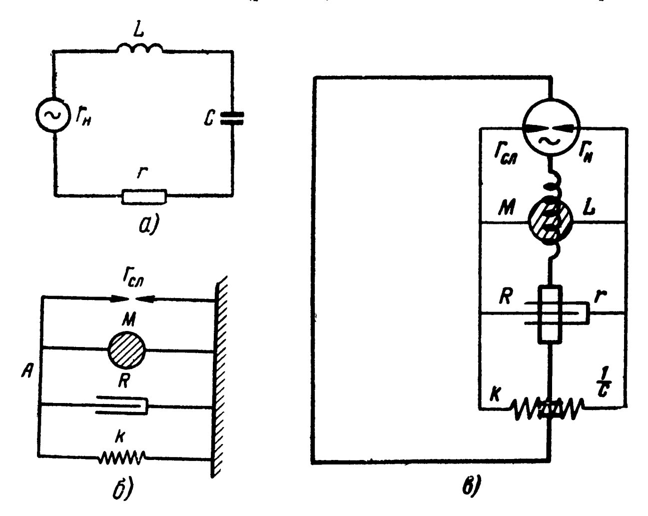



Рис. 20. Метод электромеханических аналогий.

*а* — простейший электрический колебательный контур: $Г_н$ — генератор напряжения, *L* — индуктивность, *C* — емкость, *r* — активное сопротивление; *б* — схема механической модели, изображенной на рис. 9 простой колебательной системы с одной степенью свободы, выполненная в обозначениях, принятых при методе электромеханических аналогий: *A* — безмассовый стержень, имеющий возможность только горизонтальных перемещений, движение которого соответствует движению груза на рис. 9; *в* — переход от механической модели к ее электрическому аналогу по методу Гамбурцева.

го аналога. Такая операция базируется на тождественности математического описания колебаний в электрических и механических системах.

Действительно, для простейшего электрического колебательного контура (рис. 20,*а*), если генератор напряжения дает напряжение на выходе, изменяющееся по гармоническому закону, будет справедливо следующее уравнение (сумма падений напряжения в цепи равна приложенному напряжению):

$$L\ddot{q} + r\dot{q} + \frac{1}{C} q = \Delta u_{п} \sin \Omega_e t, \qquad (45)$$

где $\dot{q} = i$ — ток; $q$ — заряд конденсатора; $\ddot{q} = di/dt$; $\Delta u_{п}$ — амплитуда напряжения; $\Omega_e$ — угловая частота.

Нетрудно уловить формальную аналогию между этим дифференциальным уравнением, представляющим вынужденные электрические колебания в простейшем контуре, и уравнением (23), описывающим механические вынужденные колебания в системе с одной степенью свободы (рис. 9). Из сравнения уравнений можно составить таблицу соответствий друг другу электрических и механических величин, т. е. таблицу электромеханических аналогий.

**Электромеханические аналогии**

| Механические величины и их обозначения | Электрические величины и их обозначения |
|---|---|
| Перемещение, $x$ | Заряд, $q$ |
| Скорость, $\dot{x}$ | Ток, $\dot{q} = i$ |
| Сила, $F$ | Э. д. с., напряжение, $E$, $u$ |
| Масса, $M$, $m$ | Индуктивность, $L$ |
| Жесткость, $k$ | Величина, обратная емкости, $\frac{1}{C}$ |
| Коэффициент линейного активного сопротивления, $R$ | Активное сопротивление, $r$ |

Электрическим аналогом генератора силы является генератор напряжения, внутреннее сопротивление которого равно нулю, а аналогом генератора скорости будет генератор тока, внутреннее сопротивление которого равно бесконечности Сравнивая левые части уравнений (45) и (23), видим, что член $L\ddot{q}$, выражающий падение напряжения на индуктивности, есть не что иное, как аналог силы инерции,

член $r\dot{q}$, выражающий падение напряжения на активном сопротивлении, является аналогом силы вязкого сопротивления, и, наконец, член $\frac{1}{C}q$, выражающий падение напряжения на емкости, представляет собой аналог силы упругой реакции.

При построении электрического аналога механической колебательной системы используются некоторые формальные приемы.

Прежде всего заметим, что до сих пор при изображении механических систем (рис. 9, 13) и их анализе у нас не было единого подхода к элементам $M$, $R$, $k$. Если $k$ и $R$ трактовались как упругая и вязкая связи между токами системы, то $M$ трактовалась как масса соответствующего инерционного звена, к которому приложены все возмущающие силы, а также упругая и вязкая реакции от всех упругих и вязких связей.

С позиций метода электромеханических аналогий удобно массу также трактовать как инерционную связь между двумя точками системы, при относительном ускорении которых возникает приложенная к этим точкам реакция силы инерции, пропорциональная массе и относительному ускорению:

$$F_{м} = M\,(\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2). \tag{46}$$

Для вязкой и упругой связей соответственно будем иметь:

$$\left.\begin{aligned} F_R &= R\,(\dot{x}_1 - \dot{x}_2); \\ F_k &= k\,(x_1 - x_2). \end{aligned}\right\} \tag{47}$$

Вводя общепринятые обозначения элементов массы активного сопротивления и упругости, получим механическую модель простой колебательной системы с одной степенью свободы (рис. 20, *б*), которая ранее была изображена на рис. 9, а ее электрический аналог представлен на рис. 20, *а*. На рис. 20, *б* груз изображен в виде безмассового стержня, к которому приложены возмущающие силы ($Г_{сл}$) и который связан с неподвижным корпусом упругой, вязкой и инерционной связями, представленными элементами $k$, $R$, $M$.

Переход от механической модели к ее электрическому аналогу легко может быть осуществлен с помощью графического метода Гамбурцева Для этого на механической модели рисуют сетку замкнутых линий так, чтобы каждый механический элемент обязательно пересекался одной линией (рис. 20, *в*). В местах пересечения рисуются электрические элементы, являющиеся аналогами соответствующих механических элементов. Генераторы сил и скоростей при этом также трактуются как механические элементы

Совершенно аналогично может быть построена (рис. 21, *а*) механическая модель лентопротяжного механизма (рис. 13) с дальнейшим переходом к ее электрическому аналогу (рис. 21, *б*). Чтобы не ошибиться, применяя метод Гамбурцева, необходимо механическую модель изображать с одной общей землей.

Если известно расположение в схеме электрического аналога источников возмущений (генераторов тока и напряжения), то эта схема может быть исследована в общем виде аналитическими методами с использованием теории электрических цепей. При этом критерием оптимальности схемы будет минимальная амплитуда переменного тока, протекающего через индуктивность, являющуюся анало-

гом того инерционного элемента, рядом с которым расположены магнитные головки (на рис. 21, *б* $L_3$).

Такое исследование проще, чем решение системы дифференциальных уравнений, описывающих лентопротяжный механизм, и оно особенно удобно для инженеров, более знакомых с электротехникой, чем с механикой. Однако и это исследование все же достаточно громоздко.

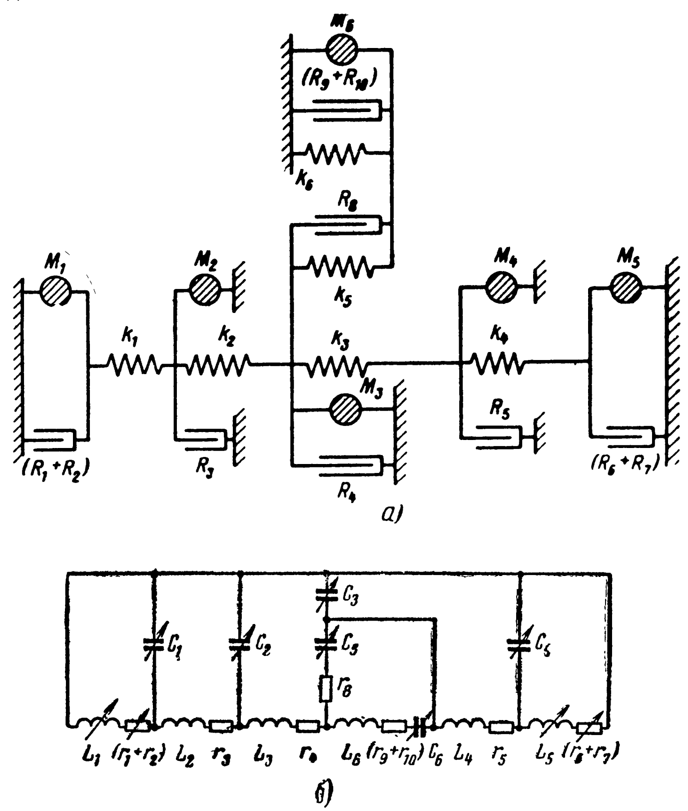



Рис. 21. Механическая модель изображенного на рис. 13 лентопротяжного механизма (*а*) и ее электрический аналог (*б*). Стрелками обозначены переменные элементы, параметры которых меняются с изменением радиуса рулона.

Преимущества метода электромеханических аналогий лучше всего проявляются при экспериментальном исследовании конкретной схемы электрического аналога лентопротяжного механизма. Для этого необходимо собрать схему электрического аналога из таких элементов, параметры которых соответствовали бы параметрам меха-

нических элементов в механической модели конкретного лентопротяжного механизма. Подключая к этой схеме в необходимых местах генераторы тока и напряжения, можно экспериментально измерять амплитуду переменного тока, протекающего через интересующую нас индуктивность. Далее, зная соотношение между током в электрическом аналоге и скоростью в механизме, можно рассчитать амплитуду колебаний скорости и коэффициент колебания скорости ленты в рабочей зоне механизма.

Такой подход дешевле, доступнее, нагляднее и является более гибким, чем аналитический метод исследования. Меняя номинальные значения элементов в электрическом аналоге, можно найти такое их сочетание, при котором при заданных возмущениях ток, текущий через интересующую нас индуктивность, будет минимальным. Конечно, при этом необходимо учитывать конструктивные ограничения, налагаемые на возможные значения параметров механических элементов.

Для пересчета механических величин в электрические и наоборот необходимо составить таблицу соответствия механических и электрических единиц. Для этого необходимо и достаточно задаться соответствиями трех основных единиц (скорость, сила, время — ток, напряжение, время), из которых могут быть получены все остальные соответствия

Необходимо подчеркнуть, что даже для тех величин, которые и в механической и в электрической схемах могут измеряться в одинаковых единицах (время, частота, энергия, мощность), следует при переходе учитывать соответствующий пересчетный коэффициент. Так, частота собственных колебаний некоторого механического контура в общем случае не равна частоте собственных колебаний его электрического аналога и т. п.

## 8. Способы уменьшения колебания скорости ленты

С целью уменьшения колебаний скорости ленты в рабочей зоне лентопротяжного механизма в настоящее время используют два способа: первый состоит в уменьшении возмущений, создаваемых имеющимися в механизме генераторами переменных сил и скоростей; второй связан с использованием фильтрующих свойств механизма как сложной колебательной системы.

В сущности возможности первого способа почти целиком определяются уровнем технологии при производстве узлов и деталей лентопротяжного механизма и в меньшей степени зависят от конструктора Действительно, с точки зрения уменьшения вносимых возмущений необходимо, чтобы все кинематические связанные вращающиеся детали в механизме были выполнены с минимальными эксцентриситетами, в резиновых пассиках и обрезиненных роликах использовалась максимально однородная резина, трущиеся поверхности имели максимально возможную чистоту обработки. Подшипники должны быть высокого класса, а их установка должна производиться без перекосов и с правильной выборкой осевого зазора. Используемые в приемном и подающем узлах двигатели должны создавать момент вращения с минимальной переменной составляющей, колебания скорости вала ведущего двигателя также должны быть минимальны и т. п.

Однако некоторое влияние на величину создаваемых возмущений может оказать и конструктор, правильно разрабатывая узлы и выбирая их оптимальное положение в механизме

Конструктор, например, должен учитывать, что каждый лишний передающий ролик в кинематической схеме механизма является дополнительным источником возмущений; вносимые эксцентричным роликом колебания скорости зависят не только от его эксцентриситета, но и от диаметра, а иногда также от способа подключения к нему кинематически связанных элементов; переменный момент в подшипнике зависит не только от класса подшипника, но и от величины и характера нагрузки, от диаметра подшипника и т. д.; переменный гравитационный момент воздействует на несбалансированный маховик только при горизонтальном расположении его оси. Конструктор должен учитывать также многие другие факторы, влияющие на величину вносимых элементами механизма возмущений.

Но и при самой правильной разработке узлов механизма какой-то минимальный уровень возмущений обязательно останется, и механизм всегда является сложной колебательной системой со многими генераторами сил и скоростей.

Для дальнейшего уменьшения колебаний конструктор вынужден идти по второму пути. Задача состоит здесь в том, чтобы при имеющемся уровне возмущений так выбрать параметры механизма как колебательной системы, чтобы не превысить заданный коэффициент колебаний скорости ленты в рабочей зоне механизма. Выполнить это не просто, так как механизму свойственно несколько частот собственных колебаний и при наличии многих источников возмущений существует большая вероятность попадания в резонанс. Эта вероятность повышается еще и потому, что, как правило, в механизме, рассчитанном на несколько скоростей, при переходе на новую скорость все частоты возмущающих колебаний, вносимых вращающимися элементами, соответственно смещаются, а число их почти удваивается.

Кроме того, некоторые параметры механизма ($M$, $R$, $k$) меняются по мере перемотки ленты с одного рулона на другой, меняются и фильтрующие свойства механизма и происходит смещение собственных частот колебаний Так, например, жесткости отрезков лент меняются с изменением натяжения; приведенные к ленте массы подающего и приемного узлов (вместе с рулонами ленты), а также приведенные к ленте коэффициенты линейного активного сопротивления в этих узлах меняются с изменением радиусов рулонов; жесткость поля ведущего двигателя и жесткость передачи от двигателя на маховик изменяются с изменением нагрузки.

Вследствие названных причин собственная частота колебаний системы, состоящей из рулона (емкостью 1000 *м*) и отрезка ленты от подающего узла до ведущего вала, в реальном механизме может изменяться от 8 до 14 *гц* — от начала к концу рулона.

Все это так усложняет расчет, исследование и выбор оптимальной схемы механизма, что на практике чаще всего применяют наиболее очевидное решение задачи, которое заключается в том, что отрезок ленты в рабочей зоне связывают с одной или с двух сторон со значительными массами, которые конструктивно выполняются в виде маховиков с большими моментами инерции (рис. 13, $I_3$ и $I_2$), а чтобы уменьшить силовые возмущения, приложенные к этим массам со стороны остальной части механизма, делают их связь с механизмом (упругую, вязкую, инерционную) как можно более слабой.

Так, в вышеупомянутой схеме необходимо стремиться к уменьшению жесткостей $k_1$, $k_3$, $k_5$, а также вязкой связи $R_8$.

Переходя к электрическому аналогу (рис. 21, *б*), можно увидеть, что минимальный ток будет протекать через индуктивности $L_3$ и $L_2$ при $L_3 \to \infty$, $L_2 \to \infty$, $C_1 \to \infty$, $C_3 \to \infty$, $C_5 \to \infty$ и $r_8 \to 0$, что находится в полном соответствии с физически ясными требованиями к механическим параметрам и дополнительно подтверждает, что электрический аналог составлен правильно.

Так как жесткость отрезков ленты обратно пропорциональна их длине, то стремление к уменьшению жесткости приводит к необходимости значительного увеличения длины, что вызывает конструк-

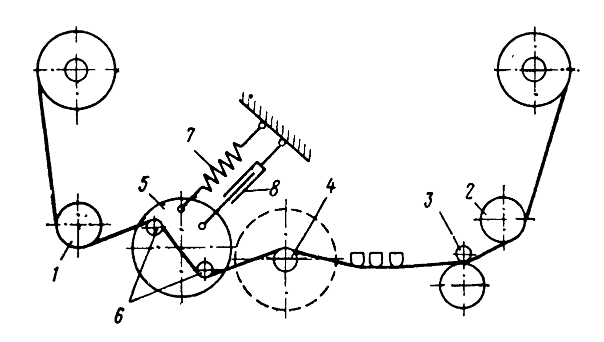



Рис. 22. Схема лентопротяжного тракта в магнитофонах «Studer C37» и «Studer J37».

*1*, *2* — обводные ролики; *3* — ведущий вал, насаженный непосредственно на вал ведущего двигателя; *4* — гладкий барабан с маховиком; *5* — поворачивающаяся подпружиненная платформа; *6* — ролики, натягивающие ленту; *7* — пружина; *8* — демпфер.

тивные трудности. Поэтому часто применяют дополнительную эластичную развязку рабочей зоны механизма от возмущений, приходящих по ленте. Этот дополнительно вводимый в тракт механизма элемент обычно конструктивно выполняется в виде подпружиненного рычага, натягивающего ленту. Применяются и другие конструктивные модификации эластичной развязки, как, например, используемая в магнитофонах фирмы Studer (рис. 22). Приведенная к ленте жесткость подобных устройств может быть сделана значительно меньше жесткости ленты, и, что очень удобно, величину ее можно регулировать в широких пределах.

Для устранения резонансных явлений и собственных периодических колебаний было бы выгодно иметь достаточно большие значения коэффициентов активного сопротивления в механизме. Выполнить это в обычном аппарате бывает очень трудно по ряду причин.

Так, например, можно увеличить активные сопротивления в механизме, заполняя более вязкой смазкой (например, силиконом) подшипники всех вращающихся узлов. Однако это приводит к возрастанию сил вязкого сопротивления, приложенных к вращающимся узлам, вследствие чего увеличивается силовая нагрузка на элементы, связывающие вращающиеся узлы и детали, т. е. на ленту, пассики,

фрикционные передачи, а также растет механическая мощность, расходуемая в механизме, что нежелательно.

Лучше вводить значительные вязкие связи между колеблющимися инерционными элементами системы, поскольку они совершают только колебательное относительное движение. Однако коэффициенты активного сопротивления, обеспечиваемые пассиками, фрикционными передачами и лентами при их деформациях в процессе колебаний, обычно бывают незначительными и конструктор практически не в состоянии повлиять на их величину. Поэтому при необходимости увеличения коэффициентов $R$ в механизме идут на конструктивные

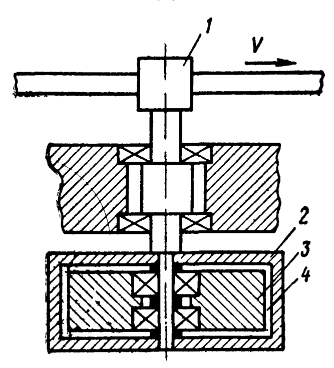



Рис. 23. Схематическое изображение вращающегося стабилизатора скорости.

1 — гладкий барабан, сцепляющийся с лентой; 2 — картер, жестко сидящий на валу гладкого барабана; 3 — свободно вращающийся маховик; 4 — полость, заполненная вязкой жидкостью.

усложнения. Так, иногда применяют устройства, известные в кинотехнике под названием вращающийся стабилизатор скорости (рис. 23), в которых ролик, ведомый лентой, связывается со свободно вращающимся маховиком при помощи вязкой связи. В этих устройствах в установившемся режиме маховик движется с той же угловой скоростью, что и гладкий барабан с картером, поэтому вязкая связь не вносит дополнительного момента сопротивления вращению гладкого барабана.

В магнитофонах вращающиеся стабилизаторы применяются редко из-за конструктивной сложности и вследствие того, что эффективное демпфирование в них достигается только в случае, если момент инерции свободно вращающегося маховика в несколько раз превышает момент инерции на валу гладкого барабана, что практически трудно осуществить.

Другим способом введения активного сопротивления в схему механизма является подсоединение демпфера к рычагу, натягивающему ленту, либо к любому другому аналогичному устройству (рис. 22). В этих устройствах вязкая реакция возникает только при наличии разности скоростей ленты на входе и выходе устройства и поэтому в установившемся режиме не возникает дополнительной силы сопротивления движению ленты из-за введения вязкой связи. Такой способ наиболее удобен и часто употребляется. Его недостатком является лишь некоторое усложнение лентопротяжного тракта.

Присоединяемые демпферы бывают поршневого и чашечного типов (рис. 24). Поршневые демпферы могут быть воздушные и масляные в зависимости от того, что используется в них в качестве

вязкой среды. Иногда для регулирования активного сопротивления поршневые демпферы снабжаются дополнительным капилляром.

Общим недостатком масляных демпферов является необходимость заливки в них масла, которое может выливаться, высыхать и

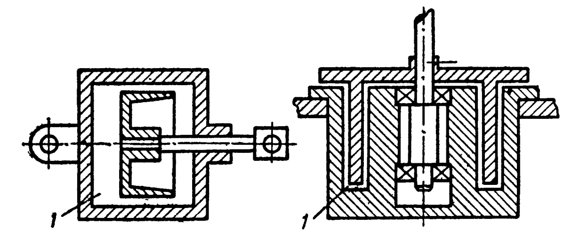



Рис. 24. Два основных типа демпферов, применяемых в лентопротяжных механизмах: поршневой (слева) и чашечный (справа).

1 — полость, заполненная вязкой средой.

загрязняться и требует повторной заливки при профилактических осмотрах.

Поршневой воздушный демпфер имеет гораздо большие размеры по сравнению с поршневым масляным при одинаковых значениях $R$. Чашечный демпфер при прочих равных условиях обычно больше поршневого.

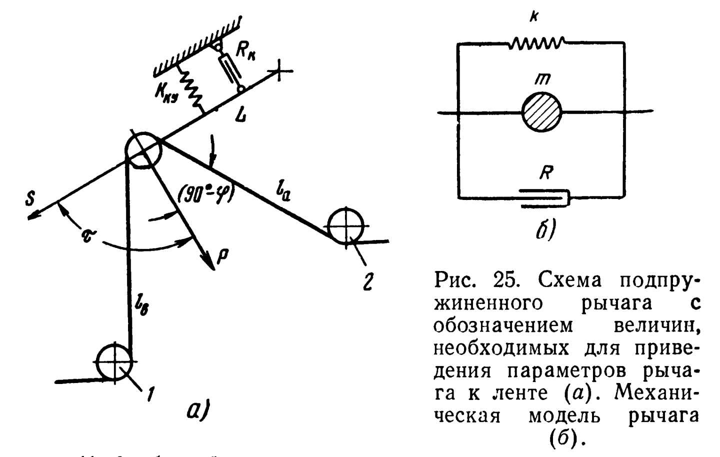



Рис. 25. Схема подпружиненного рычага с обозначением величин, необходимых для приведения параметров рычага к ленте (*а*). Механическая модель рычага (*б*).

(1, 2 — ближайшие к ролику рычага опорные для ленты элементы обводные ролоки, стойки, ведущий вал, рулон ленты, головки и пр.)

Преимуществами чашечного демпфера являются его сравнительная простота и отсутствие зазоров в сочленении с рычагом и корпусом. Недостатком поршневого демпфера является склонность к заклиниванию при перекосах.

Иногда демпфирование вводят просто при помощи очень вязкой смазки в подшипниках на оси подпружиненного рычага, натягивающего ленту.

Поскольку подпружиненный рычаг часто применяется в лентопротяжных механизмах в качестве устройства эластичной развязки между двумя точками колебательной системы, а при присоединении к нему демпфера — в качестве устройства, обеспечивающего дополнительное активное сопротивление, то при анализе целесообразно применять готовые формулы приведения всех параметров подпружиненного рычага (рис. 25) к ленте. Если известны момент инерции рычага $I$, угловая жесткость на рычаге $K_{к\ у}$, обеспечиваемая установочной пружиной, и угловой коэффициент вязкого трения $R_к$, обеспечиваемый присоединенным к рычагу демпфером (все угловые величины даны относительно оси поворота рычага), то для приведенных к ленте параметров рычага ($m$, $k$. $R$) имеем:

$$m = \frac{I}{N};$$

$$R = \frac{R_к}{N}; \qquad (48)$$

$$k = K_у + K',$$

где $K_у$ — приведенная к ленте жесткость установочной пружины;
$K'$ — составляющая жесткости, зависящая от геометрии системы и натяжения ленты;
$N$ — коэффициент приведения

$$N = 4L^2 \sin^2\varphi \sin^2\tau, \qquad (49)$$

где $L$ — длина рычага от оси качания до оси ролика;
$\varphi$ — угол, равный половине угла охвата лентой ролика рычага;
$\tau$ — наименьший угол между направлением рычага $S$ и равнодействующей натяжений ленты $P$, приложенной к рычагу.

$$K_у = \frac{K_{к.у}}{N}. \qquad (50)$$

$$K' = \frac{T_0}{2\sin^2\varphi \sin^2\tau}\left[\frac{\sin\varphi\cos\tau}{L} + \frac{l_в \sin^2(\tau-\varphi) + l_a \sin^2(\tau+\varphi)}{2\,l_a l_b}\right], \qquad (51)$$

где $T_0$ — среднее натяжение ленты у рычага;
$l_a$, $l_b$ — длина отрезков ленты, составляющих с направлением рычага соответственно углы $[\tau + (90° - \varphi)]$ и $[\tau - (90° - \varphi)]$.

Механическая модель подпружиненного рычага изображена на рис. 25, *б*. Если между двумя инерционными элементами механизма вводится подпружиненный рычаг, то при этом жесткость отрезка ленты между этими элементами можно, как правило, считать равной бесконечности, так как она много больше приведенной к ленте жесткости рычага $k$. В этом случае в механическую модель механизма (рис. 21, *а*) вместо отброшенной жесткости отрезка ленты вводится механическая модель подпружиненного рычага.

Рычаг должен обеспечивать малое значение упругой, вязкой и инерционной связи, чтобы уменьшить прохождение возмущений по

ленте. Это достигается при минимальных значениях $k$, $m$ и $R$, что, как легко видеть, выполняется при $\varphi \to 90°$ и $\tau \to 90°$, т. е. когда ветви ленты, подходящие к рычагу, параллельны между собой и перпендикулярны к рычагу. Последнее условие, однако, редко выполняется в магнитофонах, особенно студийных, так как по эксплуатационным соображениям всегда желательно максимальное упрощение лентопротяжного тракта.

Механическая модель устройства, показанного на рис. 22, аналогична модели подпружиненного рычага.

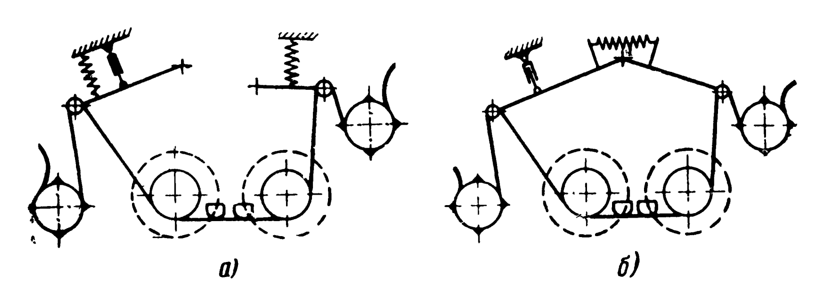



Рис. 26. Наиболее эффективные стабилизаторы скорости ленты, применяемые в кинотехнике.

*а* — трехзвенный механический фильтр; *б* — блок-стабилизатор, отличающийся от трехзвенного механического фильтра наличием пружины между рычагами.

В кинотехнике для подавления колебаний скорости ленты в рабочей зоне нашли применение различного рода механические фильтры. Наибольшее распространение в силу высокой эффективности и эксплуатационной надежности получили стабилизаторы скорости ленты, ведомые лентой. На рис. 26 представлены два наиболее предпочитаемых в настоящее время варианта стабилизаторов. В них гладкие барабаны, несущие маховики, вращаются лентой, которая протягивается ведущими зубчатыми барабанами.

Подобные стабилизаторы позволяют получать коэффициент колебания скорости ленты порядка сотых долей процента, но они пока почти не нашли применения в магнитофонах, работающих на неперфорированной ленте, поскольку усложняют лентопротяжный тракт и увеличивают время запуска механизма до 5—7 *сек*, даже при применении специальных устройств, разгоняющих маховики.

## ГЛАВА ТРЕТЬЯ

## ВЕДУЩИЙ УЗЕЛ

### 9. Основные кинематические схемы ведущих узлов

Бесспорно, самым простейшим и одновременно самым надежным вариантом ведущего узла является непосредственный привод ленты валом ведущего двигателя. Такой кинематической схеме следует всегда отдавать предпочтение, в том, конечно, случае, если получаю-

щийся при этом диаметр ведущего вала достаточен для его прочности, обеспечивает требуемое значение стабильности средней скорости ленты и колебания скорости, вносимые ведущим валом, находятся также в допустимых пределах. Именно так были выполнены ведущие узлы студийных магнитофонов МЭЗ-15 и МЭЗ-28. В аппарате МЭЗ-28 при скорости ведущего двигателя 1 500/750 *об/мин* и диаметре ведущего вала около 10 *мм* обеспечиваются две скорости ленты — 76,2 и 38,1 *м/сек.*

В новых разработках эта схема почти не встречается, так как сейчас находят применение все меньшие скорости ленты, из-за чего при обычных диаметрах ведущих валов (10—5 *мм*) и наличии ведущих двигателей со скоростями не менее 750 *об/мин* приходится применять редуктор между валом двигателя и ведущим валом. С такой понижающей передачей выполнены почти все современные магнитофоны

Делались и делаются попытки разработки низкоскоростного ведущего двигателя для магнитофона с целью непосредственного привода ленты валом ведущего двигателя. Однако при этом обычно получают двигатели с бо́льшими размерами и весом, чем существующие, с худшим к. п. д. и с бо́льшим коэффициентом колебаний скорости.

Применяемые редукторы в основном одноступенчатые, так как каждый лишний передающий ролик (шкив, шестерня) является дополнительным источником возмущающих колебаний и увеличивает колебания скорости ленты. По этой же причине в магнитофонах высокого качества стараются не применять в кинематических схемах ведущих узлов промежуточных роликов, хотя последние являются весьма удобным средством для кинематических переключений, и поэтому их трудно избежать в многоскоростных механизмах.

В современных студийных магнитофонах (например, МЭЗ-62; Telefunken М-10 и др.) используется схема с фрикционной передачей, в которой стальной вал ведущего двигателя ведет обрезиненный маховик ведущего вала (см. рис. 13). При этом двигатель обычно выполняют поворачивающимся вокруг оси, параллельной его валу (рис. 27), так, что в рабочем режиме его вал вводится в зацепление с обрезиненным маховиком.

Отвод двигателя осуществляется в режимах «стоп» и «перемотка» слабой вспомогательной пружиной при отключении электромагнита. Если такой отвод не предусмотреть, то в режиме «стоп» при длительном силовом воздействии вала двигателя на одно и то же место резинового обода последний пластически деформируется с образованием вмятины, что увеличивает колебания скорости.

Как было ранее показано, в такой передаче эксцентричность ведомого и ведущего роликов вызывает колебания скорости ведомого шкива, коэффициент которых, зависящий от эксцентриситета и диаметра роликов, может быть рассчитан по формуле (38). Так как минимально возможный эксцентриситет ограничивается возможностями производства, то задачей конструктора является выбор такой величины диаметров роликов, чтобы вносимые ими колебания скорости находились в допустимых пределах. Вследствие того что изготовить обрезиненный ролик с малым эксцентриситетом труднее, чем металлический, резиной покрывают обычно тот ролик, который больше. В данном случае, поскольку передача понижающая, бо́льшим является ведомый ролик.

Принципиальный недостаток фрикционной передачи состоит в том, что ее передаточное отношение непостоянно и зависит от нагрузки, т. е. от величины момента сопротивления вращению, приложенного к ведомому ролику. На рис. 28 изображена идеализированная картина фрикционного зацепления упругого и жесткого роликов. Контакт происходит по площадке на цилиндрической поверхности жесткого ролика. При условии существования между роликами устойчивого фрикционного сцепления на площадке кон-

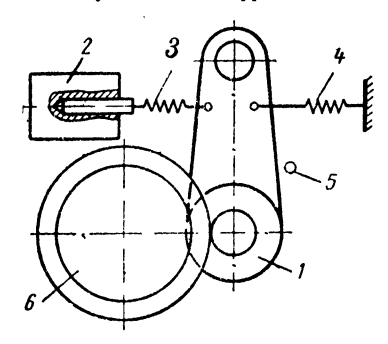



Рис. 27. Способ прижима вала ведущего двигателя к обрезиненному шкиву ведущего вала.

*1* — ведущий двигатель; *2* — электромагнит; *3* — эластичная развязка; *4* — отводящая пружина; *5* — упор; *6* — обрезиненный маховик ведущего вала.

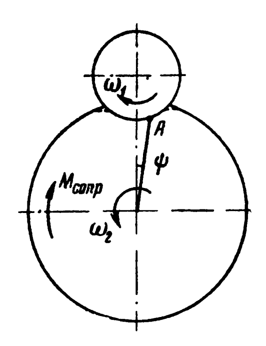



Рис. 28. Идеализированная картина зацепления упругого и жесткого роликов во фрикционной передаче.

А — линия бесскользящего контакта. Пунктиром показана примерная реальная картина деформации упругого ролика по краям площадки контакта.

такта существует некоторая образующая цилиндрической поверхности, на которой отсутствует проскальзывание. На всей остальной поверхности площадки контакта существует упругое проскальзывание точек, принадлежащих поверхности упругого ролика относительно точек поверхности жесткого ролика. Скорость проскальзывания весьма мала по сравнению с линейной скоростью на периферии роликов. Она является функцией этой скорости и величины радиальной деформации упругого ролика.

Если задать положение линии бесскользящего контакта (точка $A$ на рис. 28) угловой координатой $\psi$, то эта координата, так же как и передаточное отношение $i=\omega_2/\omega_1$, зависит от момента сопротивления, приложенного к ведомому ролику, причем под моментом сопротивления понимается суммарный момент сопротивления на ведомом ролике. Так, в механизме, изображенном на рис. 13, необходимо учесть, что к ведомому обрезиненному маховику приложены следующие моменты сопротивления: от трения в подшипниках маховика, от трения в подшипниках прижимного ролика, от вальцевания резины прижимного ролика и резины на ободе маховика, а также момент, создаваемый приложенными к ведущему валу силами натяжения ленты (последний, впрочем, может быть и положительным).

В частном случае, когда сопротивление отсутствует, линия бесскользящего контакта располагается в плоскости, проходящей через оси роликов ($\psi=0$). Получающееся при этом передаточное отношение является функцией радиусов роликов и величины их межцентрового расстояния.

Таким образом, передаточное отношение в такой паре определяется отношением радиусов роликов, величиной межцентрового расстояния (которое зависит от усилия прижима) и величиной момента сопротивления.

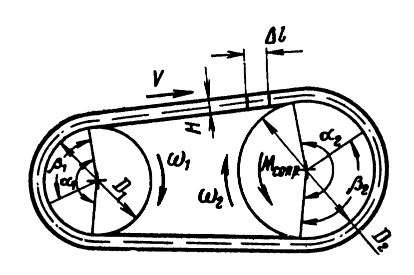



Рис. 29. Плоскоременная передача.

*1, 2* — индексы ведущего и ведомого шкивов соответственно; $v$ — скорость нейтрального (среднего) волокна ремня; $H$ — толщина ремня: $\alpha$ — угол охвата; $\beta$ — угол дуги упругого проскальзывания; $M_{сопр}$ — момент сопротивления на ведомом шкиве; $D_1$, $D_2$ — диаметры шкивов

Поскольку момент сопротивления на ведущем валу в лентопротяжном механизме непостоянен, то это вызывает изменение передаточного отношения и уход средней скорости ведущего вала и ленты. Данное явление часто называют проскальзыванием во фрикционной передаче, что не совсем удачно, так как при нормальной работе передачи всегда существует линия бесскользящего контакта. Правильнее говорить о существовании переменного зависящего от нагрузки передаточного отношения.

Нормальная работа фрикционной передачи возможна только при условии, если сила трения на площадке контакта (зависящая от усилия прижима и коэффициента трения в паре) превышает силу от момента сопротивления, приведенную к этой площадке. Если это условие не выполняется, то передача фактически перестает работать и ведомый ролик может иметь любую скорость (в том числе и нулевую) вне зависимости от скорости ведущего ролика. Проскальзывание происходит по всей площадке контакта, и скорость проскальзывания может быть любой. Такой режим называют **буксованием**.

Аналитические и экспериментальные данные о зависимости передаточного отношения от нагрузки во фрикционных передачах, к сожалению, отсутствуют, и при конструировании приходится руководствоваться накопленным опытом и общими соображениями. Например, известно, что скорость ведомого ролика в меньшей степени зависит от нагрузки при увеличении диаметров роликов, поэтому минимальный диаметр ролика в передаче обычно не делают меньшим 10—5 *мм*. Увеличение числа последовательно включенных фрикционных передач приводит к увеличению зависимости скорости вращения выходного звена от нагрузки. В частности, и по этой причине нежелательно применение промежуточного фрикционного ролика для передачи вращения.

Одним из важнейших способов стабилизации скорости вращения ведомого элемента во фрикционной передаче является стабилизация самого момента сопротивления. Это одна из причин, по кото-

рой в магнитофонах высокого класса устанавливают системы, стабилизирующие натяжение ленты у ведущего вала. По этой же причине желательно применение в узлах ведомых роликов шариковых подшипников, а не подшипников скольжения, так как момент сопротивления в последних больше по величине и менее стабилен во времени.

Другим видом передачи, нашедшей применение в ведущих узлах магнитофонов, является передача при помощи пассика (ременная передача). Этот вид передачи ранее применялся главным образом в бытовых и малогабаритных магнитофонах, а в последние годы в связи с разработкой новых типов пассиков находит все более широкое применение как в студийных, так и в полупрофессиональных аппаратах.

Применявшиеся в ранних разработках пассики с круглым и клиновидным сечением в связи с малой стабильностью обеспечиваемого ими передаточного отношения и значительными вносимыми колебаниями скорости теперь в магнитофонах хорошего качества не применяются. Их вытеснил бесшовный плоский тонкий пассик трех разновидностей:

а) из различных сортов резины, в том числе из полиуретана (толщина $H \approx 0{,}5 \div 1$ *мм*);

б) из лавсановой ткани с пропиткой ($H \approx 0{,}1 \div 0{,}3$ *мм*);

в) из полиэфирной пленки ($H \approx 0{,}05 \div 0{,}03$ *мм*).

Ременная передача является разновидностью фрикционной передачи и страдает тем же недостатком — изменением передаточного отношения от нагрузки, которое объясняется наличием упругого проскальзывания на контактирующих поверхностях.

Дуга, по которой ремень охватывает шкив (рис. 29), определяемая углом охвата $\alpha$, делится на дугу бесскользящего контакта $(\alpha - \beta)$, которая расположена при заходе ремня на шкив, и дугу упругого проскальзывания $(\beta)$, расположенную при сходе ремня со шкива.

Ветвь ремня, заходящая на ведущий шкив, называется ведущей, а сходящая с него — ведомой.

При наличии на ведомом шкиве момента сопротивления будут справедливы соотношения

$$\left.\begin{aligned} T_{\text{вщ}} &> T_{\text{вм}}, \\ T_{\text{вщ}} - T_{\text{вм}} &= P, \end{aligned}\right\} \tag{52}$$

где $T_{\text{вщ}}$, $T_{\text{вм}}$ — натяжения ведущей и ведомой ветвей соответственно; $P$ — рабочее окружное усилие на шкивах, т. е. действующее между ремнем и шкивами:

$$P = \frac{2M_{\text{сопр}}}{D_2}. \tag{53}$$

Для нормальной работы передачи (без буксования) должно соблюдаться условие, определяемое формулой Эйлера

$$\frac{T_{\text{вщ}}}{T_{\text{вм}}} \leqslant e^{\mu\alpha}, \tag{54}$$

где $e$ — основание натуральных логарифмов; $\mu$ — коэффициент трения в паре шкив — ремень; $\alpha$ — угол охвата в радианах (при расчете берут меньший из двух углов в передаче).

Сущность упругого проскальзывания в ременной передаче состоит в том, что один и тот же элемент ремня $\Delta l$, попадая на ведущую или ведомую ветвь, подвергается различному натяжению (52) и, следовательно, получает различное удлинение. Поступая на шкив, элемент ремня $\Delta l$ имеет те длину и натяжение, которые он получил в соответствующей ветви, и на всей дуге бесскользящего контакта он сохраняет эти параметры, удерживаемый неподвижными относительно шкива силами трения сцепления. При поступлении на дугу упругого проскальзывания элемент $\Delta l$ начинает деформироваться, упруго проскальзывая относительно шкива таким образом, что при сходе со шкива он имеет те длину и натяжение, которые ему присущи в ветви, в которую он поступает. На дуге упругого проскальзывания развиваются силы трения скольжения.

Величина скорости упругого проскальзывания обычно мала по сравнению со скоростью ремня и зависит от скорости ремня и его упругих свойств. Проскальзывание абсолютно жесткого ремня равно нулю, так как его элемент $\Delta l$ не будет деформироваться по длине при любых силовых воздействиях.

Легко понять, что даже при упругом ремне упругое проскальзывание отсутствует, если сопротивление равно нулю. В этом случае

$$T_{\text{вщ}} = T_{\text{вм}} = T_0, \tag{55}$$

где $T_0$ — исходное (заданное до начала движения и приложения момента сопротивления) натяжение в передаче. Элемент $\Delta l$, проходя по всем участкам, не меняется по длине, и дуга упругого проскальзывания отсутствует ($\beta = 0$).

С возрастанием момента сопротивления увеличивается дуга упругого проскальзывания вплоть до момента, когда она становится равной всей дуге контакта ($\beta = \alpha$). Тогда нарушается условие (54) и передача начинает пробуксовывать — скольжение происходит по всей дуге контакта, причем скорость скольжения может быть любой.

Передаточное отношение в ременной передаче определяется выражением

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_1 + H}{D_2 + H}(1 - \varepsilon), \tag{56}$$

где $\varepsilon$ — коэффициент скольжения.

Учитывая, что при нормальной работе передачи всегда имеется дуга бесскользящего контакта, этот коэффициент правильнее было бы называть коэффициентом зависимости передаточного отношения от нагрузки и параметров передачи.

К сожалению, отсутствуют данные о величине $\varepsilon$ для пассиковых передач, применяемых в магнитофонах. Характер изменения $\varepsilon$ от нагрузки для плоскоременных передач, применяемых в машиностроении, показан на рис. 30.

Практика конструирования и разработки лентопротяжных механизмов показывает, что ременная передача обеспечивает, как правило, лучшую стабильность средней скорости ленты, чем фрикционная, так как ее передаточное отношение (при условии хорошего выполнения передачи) меньше зависит от нагрузки. При передаче того же окружного усилия в ременной передаче развивается меньшее давление на оси шкивов, чем во фрикционной на оси роликов.

Из сказанного ранее ясно, что применение более жестких пассиков, а также уменьшение передаваемой нагрузки и стабилизация момента сопротивления позволяют получить в ременной передаче более стабильное передаточное отношение. В последних двух пунктах нетрудно усмотреть аналогию между ременной и фрикционной передачами.

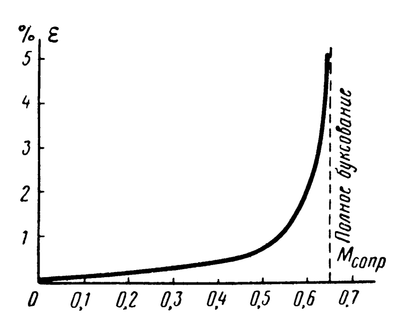



Рис. 30. Зависимость коэффициента скольжения от нагрузки в плоскоременной передаче.

Выражения (52)—(54) еще недостаточны для определения натяжения ведомой и ведущей ветвей ремня. Дополнительные условия можно получить из рассмотрения двух применяемых способов создания начального натяжения ремня $T_0$: при помощи упругого растяжения ремня, надеваемого на шкивы (рис. 29), и при помощи дополнительного натяжного ролика, устанавливаемого на одной из ветвей передачи (рис. 31). Первый способ применим только при использовании эластичных ремней (например, резиновых пассиков). Он очень прост в конструктивном отношении, но имеет тот недостаток, что регулировать начальное натяжение ремня можно, только изменяя межцентровое расстояние шкивов. Второй способ, используется в случае применения жестких ремней (тканых или из полиэфирной пленки). Он конструктивно сложнее. Кроме того, натяжной ролик является дополнительным источником силовых возмущений. Однако его существенным достоинством является то, что начальное натяжение ремня можно легко регулировать, изменяя усилие пружины, и, кроме того, если пружина выбрана достаточно эластичной, начальное натяжение ремня существенно не меняется во времени при его усадке или вытягивании. Стабилизация натяжения ремня зависит также и от геометрии системы, и здесь, как и в случае использования подпружиненного ролика, для магнитной ленты оптимальным будет случай, когда подходящие к натяжному ролику ветви ремня параллельны между собой и перпендикулярны рычагу ($\varphi \to 90°$; $\tau \to 90°$). С этой точки зрения бывает выгодным введение дополнительного обводного ролика, который показан на рис. 31 пунктиром.

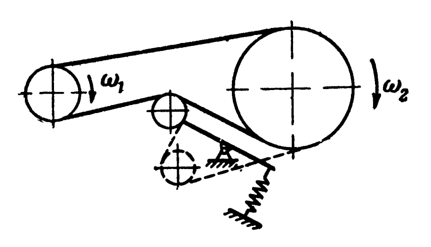



Рис. 31 Плоскоременная передача с использованием натяжного ролика.

При использовании первого способа натяжения ремня из рассмотрения упругих деформаций его ветвей и при условии, что они одинаковой длины, может быть получено равенство

$$T_{вщ} + T_{в.м} = 2T_0 = \mathrm{const}. \qquad (57)$$

Из выражений (52) и (57) находят действительные натяжения ветвей в такой передаче при заданных $T_0$ и $P$

$$\left.\begin{aligned} T_{вщ} &= T_0 + \frac{P}{2}; \\ T_{вм} &= T_0 - \frac{P}{2}. \end{aligned}\right\} \qquad (58)$$

При использовании второго способа натяжения ремня натяжение в той ветви, в которой установлен натяжной ролик, всегда постоянно и равно исходному натяжению. Так, если натяжной ролик стоит в ведущей ветви, то

$$T_{вщ} = T_0 = \mathrm{const}, \qquad (59)$$

а если в ведомой, то

$$T_{вм} = T_0 = \mathrm{const}. \qquad (60)$$

Натяжение в той ветви, где ролик отсутствует, зависит от нагрузки и определяется из выражений (52), (53), (59), (60).

Исходное натяжение ремня может быть определено из выражения

$$T_0 = \frac{M_0}{2L\sin\varphi\sin\tau}, \qquad (61)$$

где $M_0$ — момент от пружины на рычаге.

Легко понять, используя аналогию с фрикционной передачей, что эксцентричность ведомого и ведущего шкивов в ременной передаче приводит к соответствующим колебаниям скорости ведомого шкива. Кроме того, в ременной передаче колебания скорости будут создаваться также вследствие разнотолщинности ремня, что видно из уравнения (56).

Еще одной особенностью ременной передачи является то, что ремень на шкиве подвергается изгибным деформациям. При этом волокна, лежащие выше нейтрального волокна, растягиваются, а ниже — сжимаются с возникновением соответствующих напряжений. Нейтральное волокно не деформируется, и напряжения от изгиба в нем не возникают. Чрезмерные деформации крайних волокон ремня усложняют картину сцепления ремня со шкивом и, как правило, уменьшают стабильность передаточного отношения. Для ослабления этого эффекта стараются применять более тонкие пассики (толщина пассиков из полиэфирных пленок равняется (30—50 *мкм*) и шкивы с бóльшими диаметрами (практически не менее 10 *мм*).

Для направления ремня один из шкивов выполняют слегка бочкообразным или в форме цилиндра с усеченными конусами по краям, другой шкив и натяжной ролик делают цилиндрическими.

Фрикционная и ременная передачи являются основными передачами, применяемыми в ведущих узлах магнитофонов. Зубчатые передачи применяются редко, во-первых, вследствие значительного шума, создаваемого ими при работе, и, во-вторых, вследствие значи-

тельных колебаний скорости. Зубчатые передачи применяют в тех лентопротяжных механизмах, где акустический шум либо не имеет значения, либо может быть уменьшен эффективной звукоизоляцией и, кроме того, там, где допустим высокий коэффициент колебания скорости ленты или возможно введение после передачи специального механического фильтра для подавления этих колебаний Существенным преимуществом зубчатых передач является постоянство передаточного отношения, поэтому они применяются в магнитофонах с перфорированной лентой в кинотехнике, где очень важно синхронное движение двух и более перфорированных лент.

В магнитофонах с неперфорированной лентой это преимущество зубчатых передач не является решающим, так как изменение средней скорости ленты все равно происходит вследствие изменения передаточного отношения в паре магнитная лента — ведущий вал.

## 10. Ведущий узел как фильтр

Как уже было указано, для уменьшения колебаний скорости ленты в рабочей зоне механизма отрезок ленты в этой зоне связывают со значительными массами (см. рис. 13), которые в магнитофонах обычно выполняют в виде маховиков на инерционном ролике и на ведущем валу механизма. Второй маховик выполняют особенно массивным. Так, в магнитофоне МЭЗ-62 вес маховика на ведущем валу составляет около 30 *н*, момент инерции $82\cdot10^{-4}$ *кг•м*$^2$, приведенная к ленте масса 328 *кг;* в магнитофоне Telefunken M-10 вес маховика 20 *н*, момент инерции $40\cdot10^{-4}$ *кг • м*$^2$, приведенная к ленте масса 71,8 *кг*. Так как приведенная масса всех остальных инерционных элементов в лентопротяжном тракте механизма обычно весьма незначительна по сравнению с приведенной массой маховика ведущего узла (приведенная масса приемного и подающего узлов в тех же магнитофонах равна 0,44—1,31 *кг*), то влиянием механизма на движение ведущего узла можно при расчетах пренебречь, считая ведущий вал генератором скорости.

При таком подходе ведущий узел как колебательная система может быть выделен из схемы механизма и рассмотрен отдельно с целью выяснения вопроса о том, какова степень стабильности мгновенной скорости ведущего вала при наличии возмущающих факторов, действующих на ведущий узел.

Механическая модель ведущего узла механизма, представленного на рис. 13, выделенная из общей модели на рис. 21, изображена на рис. 32. Эта модель ведущего узла является общей и включает в себя ведущий двигатель ($M_6$; $R_9+R_{10}$, $k_6$). Однако, как правило, ведущий двигатель можно рассматривать по отношению к ведущему узлу как генератор скорости, потому что упругую и вязкую связь между валом ведущего двигателя и ведущим валом ($k_5$; $R_8$) обычно стараются сделать как можно более слабой, чтобы уменьшить передачу на ведущий вал колебаний скорости, создаваемых ведущим двигателем, а приведенная к ленте масса ротора ведущего двигателя обычно в несколько раз превышает массу маховика ведущего вала. Пренебрегая также вязким сопротивлением в подшипниках маховика, получим упрощенную модель ведущего узла (рис. 32, *б*). Она справедлива как в случае фрикционной, так и в случае пассиковой передачи, конечно, при выполнении вышеуказанных ограничений,

Даже и без рассмотрения математических выражений, описывающих эту модель, физически очевидно, что для уменьшения колебаний скорости ведущего вала, вызываемых генераторами переменных сил и скоростей, необходимо стремиться к всемерному увеличению приведенной к ленте массы ведущего вала ($M$) и к уменьшению упругой и вязкой связи между генератором переменной скорости и ведущим валом ($k$ и $R$). К этому обычно и стремятся при разработке ведущих узлов магнитофонов.

Таким образом, ведущий узел, как правило, выполняет две функции, являясь не только редуктором, но и естественным фильтром, уменьшающим передачу колебаний скорости на ведущий вал. Слово «естественный» здесь употреблено в том смысле, что при этом в ве-

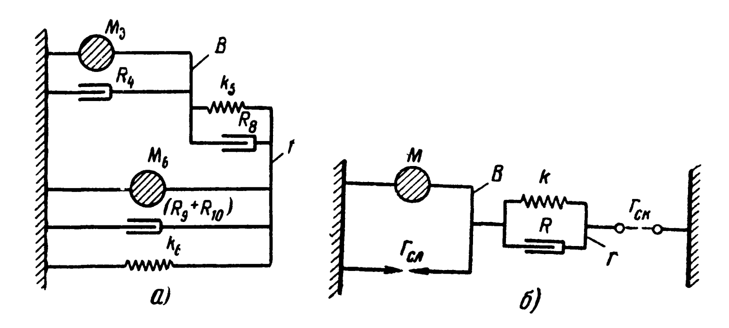



Рис. 32. Механическая модель ведущего узла механизма, изображенного на рис. 13, 21.

*а* — модель по рис. 13 и 21; ($В$ — стержень — аналог ведущего вала, $Г$ — стержень — аналог вала ведущего двигателя); *б* — упрощенная механическая модель· $М$ — приведенная к ленте масса ведущего вала с маховиком, $k$ — жесткость упругой связи между валом ведущего двигателя и ведущим валом, $R$ — коэффициент линейного активного сопротивления в этой связи, $Г_{ск}$ — генератор переменной скорости, в качестве которого в этой схеме выступает вал ведущего двигателя, $Г_{сл}$ — генератор переменной внешней силы, приложенной к ведущему валу.

дущий узел не вводится никаких новых элементов (например, пружин или демпферов) и упругость в схеме фильтра образуется вследствие естественной эластичности, присущей пассику или резиновому кольцу фрикционной передачи, а коэффициент активного сопротивления $R$ образуется вследствие неизбежных потерь на внутреннее трение в резине пассика или резинового кольца при их деформациях в процессе колебаний.

Как мы уже видели (см. рис. 26), для более эффективного подавления помех в схему механизма вводят искусственные фильтры. Такое решение, широко применяемое в кинотехнике, хотя и вносит конструктивные усложнения, обладает тем преимуществом, что параметры фильтра можно регулировать в очень широких пределах, изменяя тем самым его фильтрующие свойства. Однако в магнитофонах с неперфорированной лентой в целях упрощения конструкции в большинстве случаев используют естественные фильтрующие свойства передачи ведущего узла.

При допущенных упрощениях ведущий узел (рис. 32, *б*) можно трактовать как колебательную систему с одной степенью свободы, в которой кроме приложенных к массе силовых возмущений ($\Gamma_{сл}$) имеются также кинематические возмущения, приложенные к упругой и вязкой связям ($\Gamma_{ск}$). Последнее эквивалентно тому, что в системе, представленной на рис. 9, точка подвеса пружины и сосуд с вязкой жидкостью совершают принудительные синфазные колебания по заданному закону.

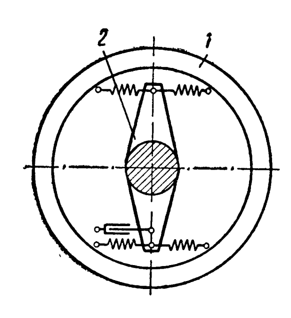



Рис. 33. Пружинный механический фильтр с демпфером. Его механическая модель аналогична модели ведущего узла магнитофона (рис. 32, *б*).

1 — маховик, расположенный на одной оси с ведущим валом; 2 — водило, связанное с маховиком только упругой и вязкой связями и приводимое во вращение от ведущего двигателя (иногда через редуктор).

Все формулы, приведенные нами ранее для свободных и вынужденных колебаний системы с одной степенью свободы (16) — (26), естественно справедливы и в этом случае.

Механическая модель ведущего узла магнитофона аналогична модели пружинного механического фильтра с демпфером (рис. 33),

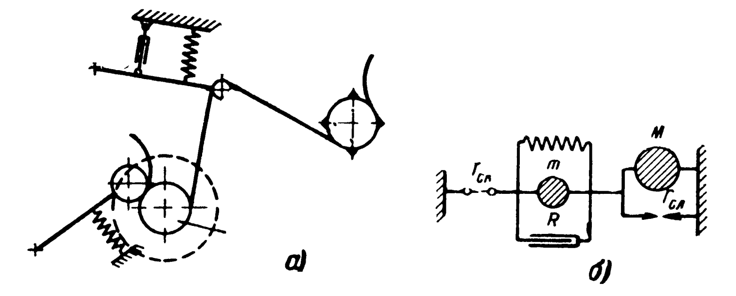



Рис. 34. Двухзвенный механический фильтр (*а*) и его механическая модель (*б*).

а также модели двухзвенного механического фильтра (рис. 34), если в последнем приведенная к ленте масса рычага равна нулю.

Фильтрующие свойства стабилизаторов для возмущений гармонического характера принято оценивать механическим импедансом

$$Z_{м} = \frac{\Delta F_{п}}{\Delta v_{вых F}}, \qquad (62)$$

где $\Delta F_п$ — приведенная к ленте амплитуда силовых возмущений; $\Delta v_{выхF}$ — амплитуда вызванных этими возмущениями колебаний скорости на ведущем валу стабилизатора; коэффициентом защиты

$$\eta = \frac{\Delta v_{вх}}{\Delta v_{выхv}}, \tag{63}$$

где $\Delta v_{вх}$ — амплитуда колебаний скорости, создаваемых генератором переменной скорости на входе стабилизатора; $\Delta v_{выхv}$ — амплитуда вызванных этими возмущениями колебаний скорости на ведущем валу стабилизатора (т. е. на его выходе).

Коэффициент защиты характеризует уменьшение амплитуды колебаний скорости при прохождении через стабилизатор, а механический импеданс характеризует защитные свойства стабилизатора от силовых возмущений, приложенных к ведущему валу стабилизатора.

Формулы для расчета механического импеданса и коэффициента защиты двухзвенного механического фильтра известны, и, полагая в них массу рычага равной нулю, получим для нашего случая:

$$Z_м = M\Omega_п \sqrt{\left(\frac{\omega_0^2}{\Omega_п^2} - 1\right)^2 + \frac{4\delta^2}{\Omega_п^2}}; \tag{64}$$

$$\eta = \sqrt{\frac{\left(\frac{\omega_0^2}{\Omega^2} - 1\right)^2 + \frac{4\delta^2}{\Omega^2}}{\frac{\omega_0^4}{\Omega^4} + \frac{4\delta^2}{\Omega^2}}}, \tag{65}$$

где $\Omega_п$ — угловая частота силовых возмущений, $\Omega$ — то же для возмущений скорости.

Пользуясь этими формулами, можно рассчитать защитные характеристики конкретного ведущего узла в требуемой полосе частот. Затем, зная амплитудные значения возмущений скорости и силы на каждой частоте, находят из выражений (62), (63) величины амплитуд вынужденных колебаний скорости на ведущем валу, поделив которые на скорость ленты, находят частные коэффициенты колебаний скорости ленты на каждой частоте.

В расчете необходимо учитывать возмущения на всех интересующих нас частотах. Так при расчете ведущего узла, показанного на рис. 13, необходимо учитывать в качестве заданных колебаний скорости колебания, вызываемые эксцентриситетами ведомого и ведущего роликов, а также колебания скорости вала ведущего двигателя, среди которых можно выделить колебания, возникающие вследствие эллиптичности магнитного поля (частота 100 *гц* при частоте питающей сети 50 *гц*), и собственные колебания ротора ведущего двигателя (частота 2—5 *гц*). В качестве заданных колебаний переменной силы, приложенной к ведущему валу, необходимо учитывать возмущения в подшипниках ведущего вала и прижимного ролика, возмущения, возникающие при вальцевании неоднородного слоя резины в прижимном ролике и фрикционной передаче, а при

горизонтальном положении оси маховика еще и переменный гравитационный момент, возникающий от дисбаланса.

Совмещение в ременной и фрикционной передачах магнитофонов функции передачи движения с функцией фильтрации механических колебаний предъявляет к ним противоречивые требования, что приводит к ограничению возможности регулирования $R$ и $k$ в этих передачах и соответственно ограничивает возможность регулирования фильтрующих свойств в таких передачах.

Действительно, для улучшения фильтрующих свойств передачи необходимо стремиться к уменьшению $k$, что во фрикционной передаче достигается применением более эластичной резины в резиновом кольце, увеличением толщины этого кольца и уменьшением усилия прижима. Все это, однако, приводит к тому, что увеличивается зависимость передаточного отношения фрикционной передачи от нагрузки и соответственно ухудшается стабильность средней скорости ленты. Аналогично при пассиковой передаче для уменьшения $k$ требуется более эластичный пассик, что отрицательно сказывается на стабильности передаточного отношения и средней скорости ленты.

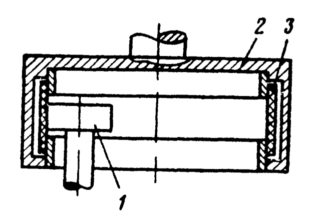



Рис. 35. Фрикционная передача с пониженной жесткостью.

*1* — ведущий ролик; *2* — ведомый маховик; *3* — эластичная (обычно резиновая) лента, посаженная с предварительным натягом. Такая же передача может быть выполнена и с внешним зацеплением.

В пассиковой передаче с использованием эластичного пассика можно получать значительно меньшие значения жесткости, чем во фрикционной передаче. Кроме того, жесткость пассиковой передачи лучше поддается расчету и регулированию, чем жесткость фрикционной передачи. Жесткость пассика можно менять в широких пределах, изменяя материал, поперечное сечение и длину ветвей пассика. Жесткие пассики, например, из лавсановой ткани обладают настолько большой жесткостью, что ее практически можно считать равной бесконечности. Натяжной ролик в этом случае не изменяет жесткости и никак не влияет на фильтрующие свойства передачи.

Хотя имеются практически реализованные конструкции фрикционных передач со сравнительно малой жесткостью (рис. 35), однако, когда необходима малая жесткость передачи, применение упругого пассика является наилучшим решением.

Если в ведущем узле применена передача с большой жесткостью, то ротор ведущего двигателя и маховик можно рассматривать как единое звено. Такой ведущий узел не будет работать как фильтр, и все колебания скорости на валу ведущего двигателя почти без ослабления передадутся на ведущий вал. Если колебания скорости ведущего вала превышают допустимые и их необходимо снизить, то приходится идти на усложнение конструкции и вводить между редуктором и ведущим валом механизма эластичную развязку, например, используя пружинный механический фильтр (рис. 33), для которого выходной вал редуктора является генератором скорости. Расчет его можно проводить по формулам (62) — (65). Примене-

ние этого фильтра является весьма эффективным по сравнению с использованием естественных фильтрующих свойств фрикционных и пассиковых передач. Пружинный фильтр позволяет получать малые значения $K_с$ и $K_д$ даже в том случае, если в редукторе используются зубчатые передачи, дающие на выходе редуктора $K_с$ величиной в несколько процентов.

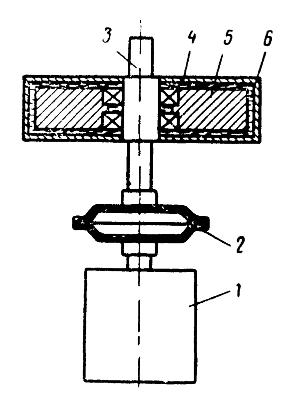



Рис. 36. Ведущий узел с применением фильтра типа вращающегося стабилизатора.

1 — ведущий двигатель; 2—эластичная муфта, выполненная из двух склеенных резиновых колец; 3—ведущий вал; 4 — картер, являющийся основным маховиком на ведущем валу, 5 — дополнительный маховик, свободно вращающийся на подшипниках относительно ведущего вала; 6 — полость, заполненная вязкой жидкостью (маслом).

Иногда в ведущих узлах магнитофонов, работающих на неперфорированной ленте, применяют и более сложные фильтры. В английском магнитофоне BTR2/AMR был применен фильтр типа вращающегося стабилизатора (рис. 36). Похожий фильтр был применен и в аппарате Ampex-500 с очень малым коэффициентом колебания скорости ленты с тем лишь отличием, что привод картера (основного маховика) осуществлялся от ведущего двигателя при помощи пассика. Применение вращающегося стабилизатора наталкивается, однако, на конструктивные затруднения, связанные с тем, что для достижения апериодического затухания собственных колебаний ведущего вала момент инерции дополнительного маховика должен в 8 раз превышать момент инерции основного маховика (при $R=R_{кр}$).

## 11. Ведущий двигатель

К ведущему двигателю предъявляют два главных требования: обеспечение стабильности средней скорости вращения и обеспечение минимальных колебаний скорости, так как первое влияет на стабильность средней скорости ленты, а второе — на $K_с$ и $K_д$.

Первое требование практически привело к тому, что в студийных магнитофонах в качестве ведущих применяют главным образом синхронные двигатели, имеющие абсолютно жесткую механическую характеристику (рис. 37), при которой скорость вращения ротора не зависит от приложенного момента сопротивления (при $M < M_{вых}$) и равняется скорости вращения магнитного поля двигателя (т. е. синхронизирована с частотой сети), а в бытовых магнитофонах применяют асинхронные двигатели с жесткой характеристикой, при ко-

торой скорость вращения мало зависит от нагрузки. Последние по сравнению с синхронными имеют меньшие размеры и вес при той же мощности на валу.

Характеристика асинхронного двигателя может смещаться в зависимости от величины приложенного напряжения. Она делается более мягкой с уменьшением напряжения, поэтому скорость вращения ротора асинхронного двигателя зависит не только от отклонения нагрузочного момента на валу от его номинального значения, но и от изменения напряжения в сети, питающей двигатель. Применяемые в бытовых магнитофонах асинхронные двигатели обычно имеют такие

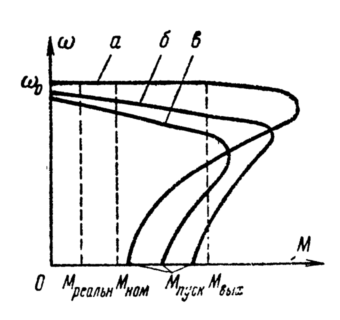



Рис. 37. Механические характеристики обычно применяемых в магнитофонах ведущих двигателей.

*а* — абсолютно жесткая характеристика синхронного двигателя; *б* — жесткая характеристика асинхронного двигателя, *в* — характеристика того же двигателя при пониженном напряжении; $M$ — момент на валу двигателя; $\omega$ — скорость вращения двигателя; $M_{ном}$ — номинальный нагрузочный момент на валу двигателя (задаваемый в паспорте на двигатель); $M_{пуск}$ — пусковой момент; $M_{вых}$ — момент выхода из синхронизма синхронного двигателя, $M_{реальн}$ — реальный нагрузочный момент на валу двигателя, $\omega_0$ — скорость вращения магнитного поля

характеристики, которые позволяют при правильной разработке лентопротяжного механизма (когда момент сопротивления на валу не изменяется сильно в рабочем режиме) получать отклонение средней скорости ленты от номинального значения даже с учетом изменения передаточного отношения во фрикционных передачах, не превышающее установленных норм.

Обычно в паспорте на ведущий двигатель указывается номинальный момент на валу двигателя ($M_{ном}$) или связанное с этим моментом значение номинальной мощности на валу двигателя ($P_{ном}$). Номинальный момент, как правило, не должен превышать 70% от максимального момента, который может развивать двигатель. Если известен момент на валу двигателя, то мощность на валу в общем случае определяется формулой

$$P = M\omega, \tag{66}$$

где $\omega$ — угловая скорость вращения вала.

Реальный момент сопротивления, приложенный со стороны лентопротяжного механизма к валу ведущего двигателя, в рабочем режиме («Запись», «Воспроизведение»), как правило, в 3—5 раз меньше номинального. Такое соотношение является обычным в практике конструирования лентопротяжных механизмов, поскольку позволяет всей системе устойчиво работать с использованием только рабочего участка механической характеристики ведущего двигателя даже при значительном возрастании момента сопротивления, которое может произойти при эксплуатации.

Если магнитофон питается от источника постоянного тока, то приходится применять ведущий двигатель постоянного тока с жест-

кой механической характеристикой. Рабочий участок этой характеристики близок к прямолинейному и напоминает рабочий участок характеристики асинхронного ведущего двигателя с той только разницей, что при понижении напряжения он смещается примерно параллельно самому себе, а все характеристики асинхронного двигателя пересекаются левее точки $\omega=\omega_0$, $M=0$.

Механическая характеристика двигателя постоянного тока остается близкой к прямолинейной и за пределами рабочего участка который в сущности ограничивается косвенными причинами (например, перегревом двигателя при дальнейшем увеличении момента сопротивления).

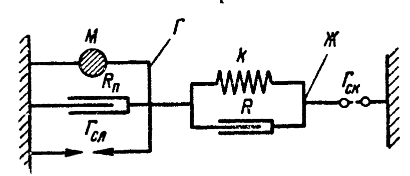



Рис. 38. Механическая модель синхронного двигателя.

$M$ — масса ротора; $k$ — жесткость поля; $R$—коэффициент активного сопротивления, возникающего при движении ротора относительно поля, $R_п$ — коэффициент активного сопротивления в подшипниках двигателя (все величины приведены к ленте); $Г$ — стержень — аналог вала ведущего двигателя (и соответственно ротора); $Ж$—стержень — аналог поля создаваемого статором.

Практически ведущие двигатели постоянного тока без устройств, стабилизирующих их среднюю скорость, в магнитофонах не применяются, так как не обеспечивают необходимой стабильности средней скорости движения ленты. Наибольшее распространение получили двигатели постоянного тока с центробежным регулятором скорости. Они обеспечивают уход средней скорости от номинального значения не более $\pm 2\%$. Принцип действия центробежного регулятора, который насаживается непосредственно на вал двигателя, состоит в том, что он осуществляет электрические переключения при достижении якорем двигателя максимально и минимально допустимой скорости. Эти переключения через схему управления скачкообразно меняют напряжение на якоре двигателя, поддерживая его скорость в определенных пределах. Естественно, что якорь двигателя совершает при этом колебания, являясь генератором переменной скорости, и коэффициент колебания этой скорости обычно настолько значителен, что двигатели постоянного тока без механического фильтра (который, как правило, состоит из эластичного пассика в передаче от двигателя на ведущий вал и маховика на ведущем валу) практически не применяются.

В настоящее время существуют и другие, более современные электронные системы регулирования скорости двигателей постоянного тока.

Обычно в таких системах на валу двигателя имеется диск с равномерно нанесенными метками (оптическими или магнитными). При вращении двигателя метки проходят мимо неподвижного датчика и вырабатывают в нем сигнал, частота которого пропорциональна скорости вращения. При сравнении полученного сигнала с сигналом эталонной частоты выделяют ошибку и используют ее для регулирования напряжения, подаваемого на двигатель, соответственно регулируя скорость его вращения Такая система имеет бо́льшую стабильность средней скорости вращения двигателя и меньшие колебания скорости, поскольку регулирование питающего напряжения осу-

ществляется плавно, а не скачкообразно, как в случае применения центробежного регулятора. Такая система регулирования удобна еще и тем, что двигатель может иметь несколько номинальных скоростей вращения при достаточно большом отношении максимальной скорости к минимальной.

Аналогичным образом можно регулировать и скорость вращения асинхронного ведущего двигателя. Кроме того, при вышеописанной системе регулирования двигатель может быть синхронизирован с любым внешним устройством (другим двигателем, другим лентопротяжным механизмом и т. п.).

Механическая модель синхронного двигателя представлена на рис. 38.

В качестве генератора $Г_{ск}$ здесь выступает создаваемое статором ведущего двигателя вращающееся поле, скорость вращения которого практически может считаться постоянной. Под $Г_{сл}$ понимаются все переменные составляющие внешних силовых воздействий, приложенных к валу ведущего двигателя, и прежде всего переменная составляющая силы сопротивления в подшипниках двигателя, а также переменная составляющая силового воздействия со стороны механизма.

Обычно активным сопротивлением в подшипниках ($R_п$) можно пренебречь вследствие его малости (особенно для двигателей на шарикоподшипниках). Тогда механическая модель синхронного двигателя становится аналогичной модели ведущего узла (см. рис. 32, *б*), которая уже была рассмотрена ранее. Все выражения, описывающие колебания ведущего узла [(16)—(26); (62)—(65)], естественно, справедливы и в этом случае.

Из рассмотрения механической модели синхронного двигателя можно наглядно выяснить разницу между г и с т е р е з и с н ы м и р е а к т и в н ы м типами синхронных двигателей. Как известно, активное сопротивление гистерезисного двигателя очень мало (практически можно принимать $R=0$), и поэтому собственные колебания его ротора, которые неизбежно возбуждаются случайными возмущениями, возникающими при работе двигателя, затухают очень медленно Вал двигателя при этом является для механизма генератором низкочастотных (2—5 *гц*) колебаний скорости. Это явление неприятно, во-первых, потому, что частота колебаний находится в области максимальной чувствительности человеческого слуха к детонации звука, и, во-вторых, потому, что обычно применяемые в ведущих узлах механические фильтры являются фильтрами низких частот и практически не подавляют эти колебания.

В реактивном двигателе, наоборот, величина активного сопротивления может быть сделана достаточно большой для обеспечения эффективного затухания собственных колебаний, что является достоинством двигателей этого типа.

Механическая модель асинхронного двигателя получается из модели синхронного двигателя при условии, что жесткость поля равна нулю ($k=0$), так как поле в асинхронном двигателе связано с ротором только вязкой связью.

Поскольку асинхронный двигатель является колебательной системой без жесткости, то он не имеет собственных колебаний, точнее частота этих колебаний равна нулю (19). Для расчета асинхронного двигателя как колебательной системы также можно пользоваться выражениями (16)—(26); (62)—(65), учитывая в них, что $k=0$ и $\omega_0=0$.

Отсутствие собственных колебаний и соответственно отсутствие явления резонанса является преимуществом асинхронного двигателя. Однако асинхронным двигателям присущи значительные низкочастотные колебания скорости, связанные с тем, что ротор двигателя непрерывно проскальзывает относительно поля и его положение относительно поля меняется. Так как ротор двигателя физически неоднороден, возникают колебания момента, приложенного к ротору со стороны поля, что приводит к колебаниям скорости ротора. Угловая частота этих колебаний равна угловой скорости проскальзывания ротора относительно поля. Так, для двигателя АД-5, примененного в магнитофоне «Яуза-5», частота колебаний примерно равна 0,7 *гц*, а для двигателя ДВА-У4, примененного в магнитофоне «Тембр», — около 0,9 *гц*.

Величина активного сопротивления асинхронного двигателя может быть вычислена, если известна его механическая характеристика (рис. 37) Построив график зависимости момента на валу двигателя от угловой скорости проскальзывания ротора относительно поля, вычисляют угловой коэффициент активного сопротивления, равный

$$R_{к} = \frac{dM}{d\omega_{пр}} \qquad (67)$$

для того значения угловой скорости проскальзывания $\omega_{пр}$, которое соответствует рабочему режиму механизма, и, если необходимо, приводят эту величину к ленте (32).

Следует помнить, что приведение всех величин к ленте удобно в том случае, если модель механизма рассматривается в целом. Если же двигатель рассматривается отдельно, то часто удобней строить его модель (рис. 38) с использованием угловых величин, приведенных к оси двигателя ($I$, $k_{к}$; $R_{к}$ и т. п.).

В настоящее время в магнитофонах применяют главным образом однофазные двигатели переменного тока и в схемах их электропитания пользуются фазосдвигающими цепочками, состоящими из конденсатора и резистора. Номинальные значения емкости и сопротивления указываются в паспорте двигателя. Однако при этих номинальных параметрах строго круговое поле статора получается только при определенном значении момента сопротивления на валу двигателя. При других нагрузках поле получается эллиптическим, в результате чего возникают колебания момента, приложенного со стороны поля к ротору, и соответственно колебания скорости ротора с частотой, равной удвоенной частоте питающей сети. Эти колебания тем больше, чем больше отклонение поля от кругового, и их коэффициент может быть более 2%. Для уменьшения колебаний желательна стабилизация момента сопротивления на валу ведущего двигателя и индивидуальный подбор фазосдвигающей цепочки для этих условий работы. На практике лучше всего подбирать значение активного сопротивления по минимуму частного коэффициента колебаний скорости ленты в лентопротяжном механизме на частоте 100 *гц*.

Даже при тщательном подборе фазосдвигающей цепочки добиться строго кругового поля не удается, и практически частный коэффициент вышеуказанных колебаний на валу ведущего двигателя не бывает меньше 0,05%. Ослабить колебания можно, если увеличить момент инерции на валу ведущего двигателя, насаживая на вал дополнительный маховик. Такой способ особенно хорош, если лента в рабочей зоне ведется непосредственно валом ведущего двигателя.

Он применяется, например, в двигателях ДВС-010/5-4 и ДВД-1Р.

Однако чаще, поскольку эти колебания высокочастотные, они весьма эффективно подавляются различного рода фильтрами, вводимыми между ведущим двигателем и лентой в рабочей зоне механизма.

## 12. Узел ведущего вала

Основной функцией узла ведущего вала в лентопротяжном механизме является преобразование вращательного движения ведущего вала в поступательное движение ленты с обеспечением необходимой стабильности средней и мгновенной скорости ленты.

Непременной деталью любого узла ведущего вала является сам ведущий вал, выполненный почти во всех механизмах для неперфорированной ленты в виде гладкого металлического цилиндра. Узел ведущего вала с прижимным роликом является сложной кинематической передачей ведущий вал — прижимной ролик — лента, которая может в целом рассматриваться как некоторое сочетание ременной и фрикционной передач. Многие выводы, справедливые для ременных и фрикционных передач, могут быть распространены и на узел ведущего вала. И среди них главным является вывод о том, что фрикционные передачи всех типов изменяют передаточное отношение с изменением нагрузки. Этот вывод подтверждается экспериментально.

В гл 1 на рис. 4 были приведены графики изменения средней скорости ленты от начала к концу подающего рулона. Поскольку в этом опыте ведущий двигатель был синхронным, а ведущий вал посажен непосредственно на вал двигателя, то изменение средней скорости объясняется только изменением натяжения ленты, поступающей на ведущий вал и сходящей с него, что влияет на момент сопротивления, приложенный к прижимному ролику. Последний равен сумме момента сопротивления в подшипниках прижимного ролика, момента сопротивления, вызванного вальцеванием резины прижимного ролика, и момента от разности натяжений ленты до и после ведущего вала. Первые две величины в данном опыте были постоянны, поэтому передаточное отношение от ведущего вала к ленте является только функцией разности натяжений.

Прижимные ролики могут выполняться по высоте шире или уже ленты Эти варианты практически равноценны с точки зрения колебаний скорости ленты, но различаются по степени зависимости передаточного отношения от разности натяжений ленты и, следовательно, по стабильности средней скорости ленты. При прочих равных условиях передаточное отношение узла ведущего вала с прижимным роликом у́же ленты сильнее зависит от разности натяжений ленты, и это устройство имеет меньшую стабильность средней скорости ленты При таком ролике для стабилизации средней скорости ленты надо либо увеличивать усилие прижима, либо делать шероховатой поверхность ведущего вала (например, при помощи пескоструйной обработки), а иногда и то и другое вместе.

По зарубежным данным при пескоструйной обработке оптимальная высота микронеровностей должна быть в пределах 0,0005—0,001 *мм* при количестве выступов на квадратный сантиметр от 300 000 до 1 500 000. Утверждается, что увеличение высоты микронеровностей до 0,005 *мм* недопустимо, так как это приводит к быстрому загрязнению поверхности в процессе эксплуатации и к увеличе-

нию скольжения ленты Кроме того, такая поверхность является слишком грубой и повреждает ленту.

Обычно ленту располагают основой к ведущему валу. При расположении ленты рабочим слоем к валу последний быстро полируется лентой и в нем даже может вырабатываться канавка, поскольку рабочий слой обладает абразивными свойствами. Даже если лента располагается основой к валу, он все равно полируется со временем, хотя и в меньшей степени, частицами магнитного порошка, отделяющимися с ленты. Происходящее при этом изменение фрикционных свойств ведущего вала может изменить величину и уменьшить стабильность средней скорости ленты С этой точки зрения применение предварительно шлифованных ведущих валов обеспечивает бо́льшую стабильность фрикционных свойств во времени, так как при полировке частицами магнитного порошка чистота их поверхности почти не меняется

Стремление при помощи узла ведущего вала оградить ленту в рабочей зоне от возмущений, приходящих по ленте со стороны не только приемного, но и подающего узлов, привело к разработке кинематической схемы с закрытой петлей (см. рис. 1, *б*). Если прижимные ролики одинаковы и прижаты к ведущему валу с одинаковой силой, то узел ведущего вала работает всегда устойчиво, обеспечивая стабильное натяжение ленты внутри петли и хороший прижим ленты к головкам.

Даже если петлю специально ослабить, например, при зарядке, задав ее длину больше необходимой, то после пуска механизма петля постепенно выберется вплоть до упора ленты в головки и направляющие. Это объясняется тем, что при ослабленной петле условия работы двух прижимных роликов не полностью идентичны· момент сопротивления у ролика на входе в петлю будет бо́льшим из-за приложенного натяжения ленты, а у ролика на выходе из петли — меньшим. Соответственно скорость ленты, входящей в петлю, будет меньше, чем выходящей. Разность этих скоростей можно назвать скоростью выборки петли

$$v_{\text{выб}} = v_{\text{вых}} - v_{\text{вх}}. \qquad (68)$$

Опыты показывают, что $v_{\text{выб}}$ уменьшается с уменьшением скорости ленты

Как только свободная петля выбирается, внутри петли автоматически устанавливается такое натяжение, при котором скорости ленты на входе в петлю и на выходе из нее равны Скорость выборки петли является важным параметром механизмов с закрытой петлей, так как от ее величины зависит время установления нормального режима в петле после пуска механизма. Экспериментальные данные (рис. 39) показывают, что натяжение в закрытой петле зависит от натяжений на входе в петлю и на выходе из нее ($T_{\text{вх}}$ и $T_{\text{вых}}$), причем главным образом от натяжения на входе, а также от усилия прижима. Увеличить натяжение в петле можно, увеличив шероховатость поверхности ведущего вала.

Если в кинематической схеме с закрытой петлей условия работы прижимных роликов неодинаковы, например, при различном усилии прижима этих роликов, при различных диаметрах роликов или если один из роликов искусственно притормаживать и т. п., то тем самым будет изменяться передаточное отношение с ведущего вала на ленту у входа и выхода из петли, причем разницу этих передаточных отношений можно искусственно и очень тонко регули-

ровать, влияя на натяжение в закрытой петле и на скорость выборки петли Можно даже создать условия, при которых $v_{выб}$ будет отрицательной, т. е лента будет не выбираться из петли, а накапливаться в ней

Иногда в схеме с закрытой петлей применяют так называемый дифференциальный ведущий вал, конструкция которого показана на рис. 40. В этом случае лента на входе и выходе из петли ведется различными цилиндрическими поверхностями ведущего вала, которые имеют разные диаметры и соответственно разную периферическую скорость.

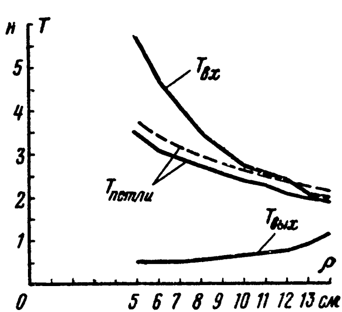



Рис. 39. Зависимость натяжения ленты в закрытой петле от натяжения ленты на входе ($T_{вх}$) и выходе ($T_{вых}$) ленты из петли (ρ — радиус подающего рулона).
Пунктиром показано натяжение ленты в петле при увеличении усилия прижима. Прижимные ролики в опыте были шире ленты.

Дифференциальный ведущий вал позволяет весьма просто и в довольно широких пределах изменять как скорость выборки петли, так и натяжение в петле. Натяжение внутри петли при применении дифференциального вала может быть установлено подбором разности диаметров и в меньшей степени зависит от натяжений ленты на входе и выходе из петли, что позволяет получить стабилизированное натяжение ленты в петле без установки систем, стабилизирующих натяжение со стороны приемного и подающего узлов

Недостатком конструкции, показанной на рис. 40, является то, что ведение ленты в ней осуществляется не по всей ширине Кроме того, схема, в которой лента на входе в петлю и выходе из нее ведется одним и тем же ведущим валом, может иногда оказаться неудобной в эксплуатационном отношении из-за необычности тракта и неудобства зарядки

Эти соображения способствовали распространению такой разновидности схемы с закрытой петлей, в которой лента ведется двумя отдельными ведущими валами. Одна из таких кинематических схем показана на рис 41. Диаметры ведущих валов могут быть одинаковыми и различными, как в случае дифференциального ведущего вала. Кроме того, различные окружные скорости ведущих валов можно получать, изменяя передаточные отношения между ними и ведущим двигателем. Несомненным преимуществом механизма с двумя ведущими валами является возможность подбора разности диаметров ведущих валов, используя набор сменных насадок различного диаметра.

Еще одной разновидностью кинематической схемы с закрытой петлей и двумя ведущими валами является схема, в которой каждый ведущий вал приводится во вращение отдельным двигателем.

Если разность окружных скоростей ведущих валов на входе и выходе из петли будет слишком велика, то одна из передач от вала на ленту начнет работать в режиме буксования. При этом в буксующей передаче нарушается сцепление ленты с ведущим валом, и поэтому такая передача должна рассматриваться как генератор силы сухого трения, приложенного к ленте, а в качестве генератора средней скорости ленты будет выступать второй ведущий вал. Петля в этом

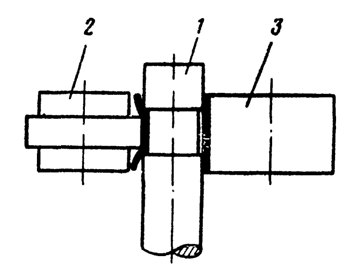



Рис. 40. Обычная конструкция дифференциального ведущего вала.

При входе в петлю лента ведется той поверхностью ведущего вала, которая имеет несколько меньший диаметр, а при выходе — поверхностью большего диаметра.

*1* — ведущий вал; *2*, *3* — прижимные ролики на входе и выходе из петли соответственно

случае становится открытой со стороны буксующей передачи, и все колебания скорости ленты без затухания проходят в петлю с этой стороны Ни экспериментальных, ни теоретических данных по допустимой величине разности окружных скоростей ведущих валов, при которой отсутствует буксование, не имеется, однако практически встречаются нормально работающие механизмы с разностью в 1%.

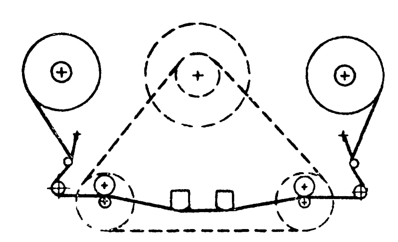


Рис. 41 Кинематическая схема с закрытой петлей (с применением двух ведущих валов).

Переходим ко второй важной части узла ведущего вала — к прижимному обрезиненному ролику. Прижимной ролик обычно крепится на рычаге и прижимается к ведущему валу при помощи электромагнита, действующего через пружину (рис 42). В рабочем положении, когда ролик прижат, якорь электромагнита втянут до упора, и поэтому точку крепления пружины к якорю можно считать точкой неподвижного закрепления пружины. Роль электромагнита сводится к тому, чтобы создать такой натяг пружины, который обеспечивает необходимое усилие прижима. Электромагнит выбирается достаточно мощным, чтобы с запасом преодолеть силу сопротивления, равную приведенному к якорю усилию прижима $P$. В бытовых и переносных магнитофонах часто вместо электромагнита натяг пружины выполняет клавиша, включающая при нажатии рабочий режим.

Если ведущий вал эксцентричен, то при вращении он сообщает прижимному ролику в направлении силы прижима гармонические колебания с амплитудой, равной эксцентриситету, которые, деформируя упругую систему прижимного ролика, создают на частоте вра-

щения ведущего вала колебания силы прижима с амплитудой

$$\Delta P = ek, \tag{69}$$

где $e$ — эксцентриситет; $k$ — приведенная к точке прижима общая жесткость прижимного ролика в направлении силы прижима.

Модель этого явления представлена на рис. 43. Из модели видно, что общая жесткость определяется жесткостью двух последовательно соединенных упругих элементов: слоя резины на прижимном ролике ($k_1$) и пружины прижимного ролика ($k_2$). Жесткостью отводящей пружины можно пренебречь, так как ее величина выбирается малой. Общая жесткость системы в этом случае равна:

$$k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}. \tag{70}$$

Переменная составляющая силы прижима порождает колебания скорости ленты на частоте этой составляющей, так как, во-первых, она вызывает появление переменной составляющей момента сопротивления как в подшипниках ведущего вала, так и в подшипниках прижимного ролика, а во-вторых, она порождает колебания передаточного отношения от ведущего вала к ленте.

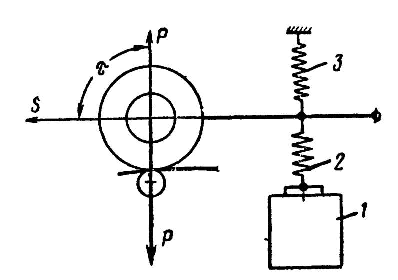



Рис. 42. Обычная схема прижима прижимного ролика к ведущему валу.

τ — наименьший угол между направлением рычага и силой прижима, приложенной со стороны ведущего вала к прижимному ролику; 1 — электромагнит; 2 — пружина, которая выполняет роль эластичной развязки между электромагнитом и рычагом, 3 — отводящая ролик слабая пружина.

Аналогичная картина будет наблюдаться и при эксцентричном прижимном ролике, а также при неодинаковой жесткости кольца резины на прижимном ролике с тем отличием, что в этих случаях угловая частота переменной составляющей силы прижима будет равна угловой скорости вращения прижимного ролика.

Учитывая вышесказанное, необходимо стремиться к уменьшению величины $\Delta P$, для чего прижимной ролик должен выполняться с использованием максимально однородной резины, кольцо резины на прижимном ролике должно быть равнотолщинным по окружности, эксцентриситеты ведущего вала и прижимного ролика должны быть минимальными, общая жесткость $k$ также должна быть минимально возможной. Все эти требования, кроме последнего, ограничиваются технологическими возможностями, выбор же малой жесткости системы прижимного ролика зависит от конструктора.

При малой общей жесткости переменная составляющая силы прижима будет незначительной даже при наличии перечисленных выше возможных недостатков узла. Жесткость резинового кольца прижимного ролика обычно весьма значительна по сравнению с

жесткостью пружины. Иногда для ее уменьшения ролик выполняют с кольцевыми проточками по периферии. Однако сильно уменьшать ее (например, применяя более эластичную резину) нельзя, так как при этом увеличивается деформация резинового кольца при прижиме, увеличивается дуга, на которой происходит упругое проскальзывание и ухудшается стабильность средней скорости ленты. Поэтому лучшим способом уменьшения общей жесткости системы прижимного ролика является уменьшение жесткости пружины, к чему и должен стремиться конструктор.

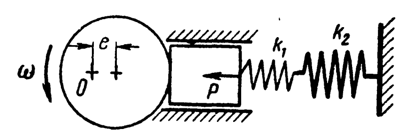



Рис. 43. Модель, поясняющая возникновение периодической составляющей силы прижима при эксцентричном ведущем вале.

$O$ — ось вращения эксцентричного ведущего вала; $P$ — сила прижима, $k_1$ — жесткость слоя резины на прижимном ролике; $k_2$ — приведен к точке прижима жесткость пружины прижимного ролика.

Следует отметить, что это требование бывает иногда сложно выполнить в реальной конструкции, так как при пружине с малой жесткостью величина ее деформации для создания требуемого усилия прижима должна быть значительной, т. е. якорь электромагнита или клавиша, растягивающие пружину, должны иметь значительный ход, что наталкивается на серьезные практические трудности. Поэтому, как правило, принимается компромиссное решение, вследствие чего реальная жесткость пружины прижимного ролика в существующих механизмах довольно значительна и, как правило, далека от оптимального значения.

Чтобы обойти эти трудности, иногда применяют конструкцию, в которой прижим ролика к ведущему валу осуществляется эластичной пружиной, а отвод — электромагнитом или клавишей. При этом, правда, если применен электромагнит, возникает проблема обеспечения отвода ролика от ведущего вала, когда аппарат выключен.

Если приведенная жесткость резинового кольца прижимного ролика значительно превышает приведенную жесткость пружины ($k_1 \gg k_2$), то из выражения (70) следует, что общая жесткость системы прижимного ролика в этом случае приближенно равна приведенной жесткости пружины.

$$k \approx k_2. \tag{71}$$

На рис 42 был изображен способ установки прижимного ролика, при котором угол $\tau = 90°$. Такой способ часто называют установкой ролика на прижим» в отличие от способа, называемого установкой «на заклинивание», при котором $\tau \neq 90°$ (рис. 44).

Из условия равновесия рычага прижимного ролика можно получить выражение для усилия прижима

$$P = \frac{M}{L \sin \tau}, \tag{72}$$

где $L$ — длина рычага; $M$ — момент, создаваемый пружиной на рычаге. Отсюда видно, что при одном и том же значении момента минимальное значение усилия прижима получается при $\tau = 90°$

$$P = \frac{M}{L},$$

а максимальное $P \to \infty$ при $\tau \to 0$ и $\tau \to 180°$. Это обычно и имеют в виду, утверждая, что при установке ролика «на заклинивание» увеличивается усилие прижима. При этом, как всегда, выигрыш в силе приводит к проигрышу в перемещении и угловое перемещение рычага, необходимое для отвода прижимного ролика от ведущего вала на определенное расстояние, будет больше в случае если $\tau \neq 90°$, чем при $\tau = 90°$. Поэтому установка ролика «на заклинивание» как способ увеличения усилия прижима при сохранении того же усилия на

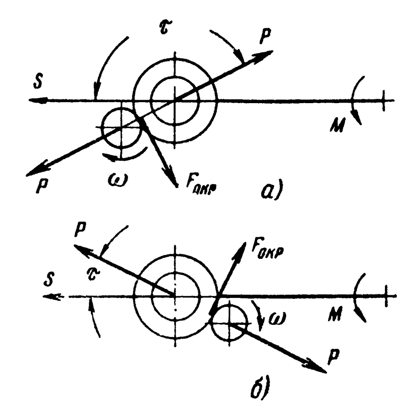



Рис. 44. Способ установки прижимного ролика «на заклинивание», когда $\tau \neq 90°$.

$M$ — момент, создаваемый пружиной на рычаге; $\omega$ — угловая скорость вращения ведущего вала; $P$ — усилие прижима, приложенное со стороны прижимного ролика к ведущему валу и со стороны ведущего вала к прижимному ролику; $F_{окр}$ — окружное усилие, приложенное со стороны ведущего вала к прижимному ролику.

пружине принципиально не дает никаких преимуществ по сравнению, например, с увеличением усилия прижима при помощи увеличения плеча, на котором пружина воздействует на рычаг. Тонкость, однако состоит в том, что окружное усилие, приложенное со стороны ведущего вала к прижимному ролику, также должно в общем случае учитываться в уравнении равновесия рычага и оно влияет на величину силы прижима $P$, увеличивая или уменьшая ее в зависимости от направления окружного усилия, которое в свою очередь зависит от направления вращения ведущего вала. В случае, показанном на рис. 44, *а*, окружное усилие увеличивает усилие прижима, а в случае на рис. 44, *б* — уменьшает его.

Если окружное усилие увеличивает усилие прижима, то при $\tau \to 0$ и $\tau \to 180°$ прижимной ролик может работать в режиме самозаклинивания. При этом момент, создаваемый пружиной, может быть равен нулю, а усилие прижима создается только вследствие момента, развиваемого на рычаге окружным усилием.

Использование способов прижима, резко отличающихся от случая $\tau = 90°$, является нежелательным, так как при этом увеличивается зависимость силы прижима от момента сопротивления вращению

прижимного ролика и нестабильность этого момента приводит к нестабильности средней и мгновенной скоростей ленты.

От величины угла $\tau$ также зависит приведенная к точке прижима жесткость пружины прижимного ролика Как можно видеть на рис. 42 и 44, она минимальна при $\tau=90^\circ$ и стремится к бесконечности при $\tau\to0^\circ$ и $\tau\to180^\circ$. Действительно, любое усилис прижима, приложенное к рычагу при $\tau=0^\circ$ и $\tau=180^\circ$, только сжимает или растягивает рычаг, но не поворачивает его и не деформирует пружину, поэтому в этих крайних положениях приведенная жесткость пружины равна бесконечности.

Поскольку ранее было установлено, что для уменьшения колебаний скорости ленты необходимо стремиться к уменьшению приведенной жесткости пружины, то и в этом смысле оптимальной будет установка ролика «на прижим», т. е. при $\tau=90^\circ$.

Вредное влияние установки ролика «на заклинивание» на колебания скорости ленты привело к тому, что теперь, по крайней мере в магнитофонах высокого качества, такая установка не применяется.

Следует отметить, что наши выводы, касающиеся работы пары ведущий вал — прижимной ролик, во многом могут быть распространены вообще на работу фрикционных передач в магнитофонах (см., например, рис. 27). В частности, это касается вопроса о выборе жесткости системы и проблемы самозаклинивания.

Одной из важных проблем при разработке и изготовлении узла ведущего вала является точная установка прижимного ролика относительно ведущего вала. Не все координаты прижимного ролика являются одинаково важными для его нормальной работы. Так, очевидно, что некоторое отклонение угла $\tau$ от заданного значения не может существенно повлиять на работу узла (конечно, вдали от критических значений $\tau=0^\circ$ и $\tau=180^\circ$). Точно так же не требуется высокая точность при установке прижимного ролика по высоте относительно ведущего вала и ленты. Однако угловой перекос тех цилиндрических образующих ведущего вала и прижимного ролика, которые должны контактировать при прижиме, существенно влияет на работу узла ведущего вала. Относительное положение этих образующих определяется двумя угловыми координатами: в плоскости, проходящей через оси ведущего вала и прижимного ролика, и в плоскости, касательной к обеим цилиндрическим поверхностям и проходящей через область контакта (рис. 45).

При перекосе в первой плоскости радиальная деформация резинового слоя прижимного ролика будет неодинаковой по длине линии контакта и соответственно давление прижимного ролика на ведущий вал по линии контакта будет неодинаковым. Переменной по линии контакта будет также и длина дуги контакта. Практически это приводит к возникновению усилия, действующего на ленту по линии контакта в поперечном направлении и вызывающего соответствующее поперечное смещение ленты.

При перекосе во второй плоскости контакт был бы точечным (в точке пересечения образующих), если бы цилиндры были абсолютно жесткими, но вследствие деформации резинового слоя прижимного ролика зона контакта образуется практически по всей длине образующей прижимного ролика. Максимальное давление по длине зоны контакта будет при этом в точке пересечения образующих, на краях зоны давление постепенно падает. Таким образом, и в этом случае условия прижима ленты по ее ширине будут неодинаковыми. Но самый главный эффект при таком перекосе состоит в том, что пери-

ферические скорости точек ведущего вала и прижимного ролика в зоне контакта направлены под углом. При этом возникает относительное проскальзывание этих точек, что приводит к возникновению усилия, действующего на ленту в поперечном направлении и приводящего к ее поперечному смещению.

Для устранения этих перекосов в магнитофонах высокого качества, стоимость которых особенно не ограничивается, часто выполняют все узлы и детали, от которых эти перекосы зависят, с высокой степенью точности.

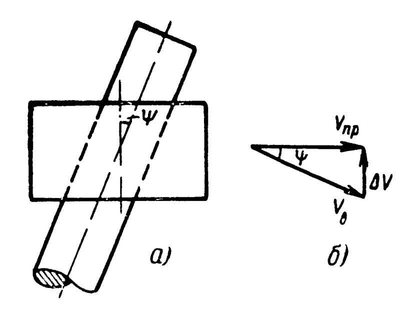



Рис. 45. Перекос цилиндрических образующих ведущего вала и прижимного ролика.

*а* — схема перекоса; *б* — векторная диаграмма скоростей в зоне контакта; $v_в$ — периферическая скорость точек ведущего вала; $v_{пр}$ — периферическая скорость точек прижимного ролика; $\Delta v$ — скорость проскальзывания точек прижимного ролика относительно ведущего вала; $\psi$ — угол перекоса.

Поскольку это дорогой способ и поскольку даже он не всегда приводит к желаемым результатам, так как размерная цепочка от ведущего вала к прижимному ролику довольно длинна, то иногда применяют такую конструкцию узла прижимного ролика, которая допускает регулирование углового положения оси ролика в пространстве (примеры этого даны на рис. 46).

В простых, особенно бытовых и любительских магнитофонах применяют самоустанавливающиеся прижимные ролики. Такому ролику обычно обеспечивают тем или иным способом свободу угловых перемещений в плоскости, проходящей через оси ведущего вала и прижимного ролика. При прижиме он сам устанавливается в этой плоскости по образующей ведущего вала. Одна из конструкций такого рода показана на рис. 47, *а*. Самоустанавливание проходит тем успешнее, чем больше длина образующей прижимного ролика и чем ближе к ней ось, вокруг которой происходит поворот при самоустанавливании.

Ясно, что прижимной ролик, более узкий, чем лента (6,25 *мм*), будет плохо работать как самоустанавливающийся ролик.

Были попытки выполнить ролик самоустанавливающимся в двух плоскостях. Это означает, что ролику необходимо предоставить свободу качаний не вокруг оси, как в случае на рис. 47, *а*, а вокруг некоторой точки. На рис 47, *б* показан вариант такой конструкции, в которой использовано свойство радиального шарикоподшипника иметь угловые перемещения колец в плоскостях, проходящих через его ось вследствие наличия зазоров в подшипнике.

Практически, однако, ролики последнего типа работают неустойчиво, и поэтому они не нашли широкого применения.

Заканчивая рассмотрение узла ведущего вала, напомним кратко о причинах колебаний скорости ленты в рабочей зоне лентопротяжного механизма, вызываемых прямо или косвенно этим узлом,

поскольку он является последним кинематическим звеном в цепи от ведущего двигателя к отрезку ленты в рабочей зоне, и поэтому колебания после него обычно уже никак не фильтруются.

Прежде всего, это колебания скорости ленты, вызываемые колебаниями угловой скорости ведущего вала, безотносительно к то-

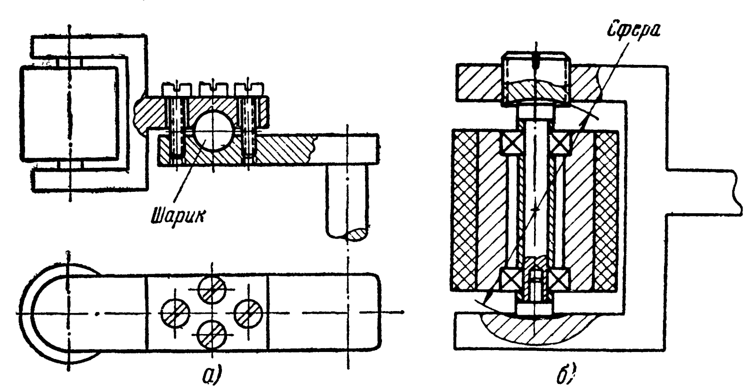



Рис. 46. Две конструкции узла прижимного ролика, допускающие регулирование углового положения его оси в пространстве.

му, чем они вызваны. Многочисленные причины, вызывающие колебания угловой скорости ведущего вала, уже были рассмотрены ранее.

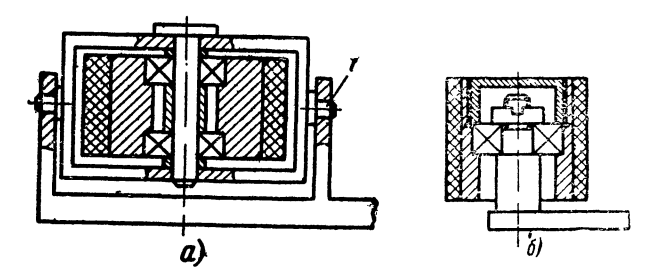



Рис. 47. Две конструкции самоустанавливающегося прижимного ролика.

*а* — одна степень свободы (*1* — ось, обеспечивающая ролику свободу угловых перемещений); *б* — две степени свободы.

Во-первых, это колебания скорости ленты, вызываемые эксцентричностью ведущего вала. Частный коэффициент этих колебаний скорости определяется по формуле (37).

Эксцентриситет ведущего вала в бытовых и любительских магнитофонах является одной из важнейших причин, вызывающих ко-

лебания скорости ленты, так как диаметры ведущих валов в этом случае незначительны (5—2,5 *мм*), а возможность получения высокой точности вала ограничивается экономическими соображениями. Так, при диаметре ведущего вала 5 *мм* и при его биении в сборе 0,01 *мм* $K_f = \pm 0{,}2\%$, что является весьма заметной величиной. Поэтому в аппаратах высокого качества биение ведущего вала не превышает нескольких микрон и даже долей микрона.

Кроме того, можно назвать еще, по крайней мере, три типа колебаний скорости ленты, связанных с работой узла ведущего вала. Во-первых, колебания, вызываемые вибрацией ведущего вала относительно платы механизма. Конечно, должны учитываться вибрации, направление которых совпадает с направлением отрезка ленты в рабочей зоне, заходящего на ведущий вал или сходящего с него.

Во-вторых, колебания скорости ленты при прохождении ее через ведущий узел, вызываемые ее разнотолщинностью. Эти колебания аналогичны тем, которые возникают в ременной передаче при использовании разнотолщинного по длине ремня. И, наконец, последний тип колебаний — это колебания скорости ленты, вызываемые изменением передаточного отношения в цепи от ведущего вала к ленте. Они могут вызываться всеми теми причинами, которые влияют на изменение указанного передаточного отношения, например, колебаниями усилия прижима, колебаниями момента сопротивления на прижимном ролике, колебаниями натяжений ленты, заходящей на ведущий вал и сходящей с него, и т. п.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

# ПОДАЮЩИЙ И ПРИЕМНЫЙ УЗЛЫ

## 13. Регулирование натяжения ленты

Так как длина отрезка ленты в тракте лентопротяжного механизма обычно много меньше общей длины ленты, которая используется при записи, то необходимым узлом каждого лентопротяжного механизма является некоторое накопительное устройство, в котором лента содержится в более или менее компактной форме до поступления в лентопротяжный тракт и после выхода из него.

Наиболее компактной и удобной формой хранения длинной ленты является рулон, и поэтому накопители с лентой, намотанной в рулон на подающем и принимающем узлах, получили преимущественное распространение в магнитофонах. Емкость таких накопителей практически может доходить до километра ленты и более.

Намотка ленты в рулон осуществляется на стандартные сердечники и катушки (ГОСТ 12796-67 и ГОСТ 13275-67).

В накопителях с намоткой ленты в рулон натяжение ленты, сходящей с подающего и поступающей на приемный узел, зависит не только от момента, прикладываемого к рулону ленты соответствующим узлом, но и от радиуса рулона

$$T = \frac{M}{\rho}. \qquad (73)$$

Поскольку радиус меняется от начала к концу рулона, то и натяжение в подобных устройствах в общем случае не остается постоянным, если не принимать каких-либо специальных мер. Это является принципиальным недостатком таких устройств.

Зависимость натяжения ленты от радиуса рулона принято называть характеристикой подающего (или соответственно приемного) узлов. Для упрощенной оценки часто пользуются характеристическим коэффициентом

$$N = \frac{T_{\text{макс}}}{T_{\text{мин}}}, \quad (74)$$

где $T_{\text{макс}}$ и $T_{\text{мин}}$ — максимальное и минимальное натяжения в пределах всего рулона.

В рабочем режиме лентопротяжного механизма стремятся к постоянному натяжению ленты и, следовательно, к $N=1$, так как при этом условии более стабильна средняя скорость ленты, обычно уменьшается коэффициент колебаний скорости ленты, постоянно давление ленты на головку и соответственно уменьшается паразитная амплитудная модуляция воспроизводимого сигнала и т. д. Поэтому во всех современных студийных магнитофонах, а также в ряде бытовых магнитофонов высокого качества предусмотрены устройства, стабилизирующие натяжение ленты.

Следует иметь в виду, что если в качестве критерия оптимальной работы подающего и приемного узлов выбрать не стабильность механического состояния отрезка ленты в рабочей зоне, а плотность намотки ленты в рулон или отсутствие проскальзывания между витками ленты в рулоне при намотке и размотке и т. п., то, как показывают исследования, может оказаться предпочтительной характеристика, соответствующая $N \neq 1$.

В качестве устройств, создающих необходимый крутящий момент на соответствующих рулонах, применяются главным образом фрикционы сухого трения и асинхронные двигатели (или двигатели постоянного тока) с мягкой механической характеристикой. Кроме того, вместо фрикционов сухого трения могут использоваться и другие устройства (муфты), создающие момент при относительном проскальзывании: фрикционы вязкого трения; индукционные муфты; порошковые муфты и т. п. Однако по разным причинам они почти не применяются и здесь не рассматриваются.

Общей чертой, присущей перечисленным устройствам, является то, что момент в них создается в результате использования сил сухого и вязкого трения (или им подобных), и поэтому он возникает только тогда, когда обеспечивается необходимое относительное проскальзывание рабочих элементов этих устройств: дисков фрикционов или поля, создаваемого статором, относительно ротора и т. п.

Обращаясь к устройствам с использованием сил трения, замечаем, что для создания необходимого крутящего момента на приемном рулоне угловая скорость диска на входе фрикциона должна несколько превышать угловую скорость диска на выходе, т. е. того диска, который кинематически жестко связан с рулоном:

$$\omega_{\text{вх}} > \omega_{\text{вых}}, \quad (75)$$

а для подающего узла, наоборот,

$$\omega_{\text{вх}} < \omega_{\text{вых}}. \quad (76)$$

При этом за положительное направление скорости вращения принимается направление $\omega_{вых}$.

Эти условия должны выполняться и при использовании электрических двигателей с мягкой механической характеристикой, только в этом случае под $\omega_{вых}$ следует понимать угловую скорость ротора, кинематически жестко связанного с рулоном, а под $\omega_{вх}$ — угловую скорость поля, создаваемого статором в асинхронных двигателях, либо идеальную скорость холостого хода в двигателях постоянного тока.

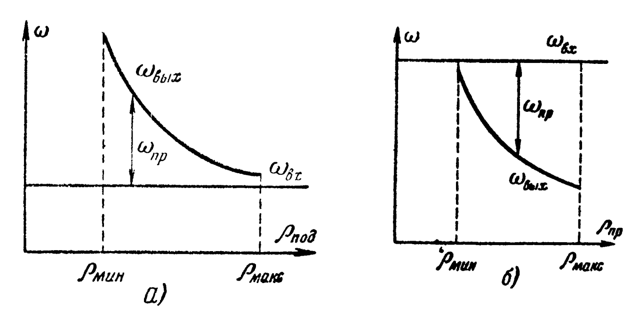



Рис. 48. Изменение скоростей во фрикционе.

*а* — подающего узла в зависимости от радиуса подающего рулона (соблюдено условие $\omega_{вых}>\omega_{вх}$), *б* — приемного узла в зависимости от радиуса приемного рулона (соблюдено условие $\omega_{вх}>\omega_{вых}$)

Абсолютная величина скорости относительного проскальзывания равна:

$$\omega_{пр} = |\omega_{вых} - \omega_{вх}|. \tag{77}$$

Еще одной существенной особенностью накопителей с наматыванием ленты в рулон является то, что угловая скорость рулона от начала к концу меняется, так как при постоянной скорости ленты непрерывно меняется радиус рулона

$$\omega_{р} = \frac{v}{\rho}. \tag{78}$$

Поскольку обычно рулон расположен непосредственно на одной оси с выходным элементом соответствующего устройства, то $\omega_{вых} = \omega_{р}$ и, следовательно, переменна, а поскольку $\omega_{вх} = \mathrm{const}$, то скорость относительного проскальзывания также является переменной, если не принимаются какие-либо специальные меры.

На рис 48 приведены графики изменения скоростей в подающем и приемном фрикционах В случае использования в этих узлах вместо фрикционов асинхронных двигателей график $\omega_{вых}$ не изменится, так как угловая скорость рулона зависит только от его радиуса и скорости ленты, а величина $\omega_{вх}$ будет равна реальной скорости поля в двигателях (обычно в магнитофонах 1 500 и 750 *об/мин*). Так как обычно максимальная угловая скорость рулона не превышает 2,5 *об/сек*, то $\omega_{вх}$ в приемном узле будет всегда много больше $\omega_{вых}$. В подающем же узле поле вращается противопо-

ложно ротору, связанному с рулоном (тормозной режим), и поэтому график $\omega_{вх}$ расположится в отрицательной области много ниже $\omega_{вых}$. Величина скорости относительного углового проскальзывания при этом во много раз больше, чем в случае применения фрикционов, но относительное изменение скорости проскальзывания от начала к концу рулона будет, как легко понять, во много раз меньше.

Моменты, развиваемые в приемном и подающем узлах, в общем случае зависят от величины $\omega_{пр}$. Однако поскольку величина сил сухого трения практически не зависит от скорости, то фрикцио-

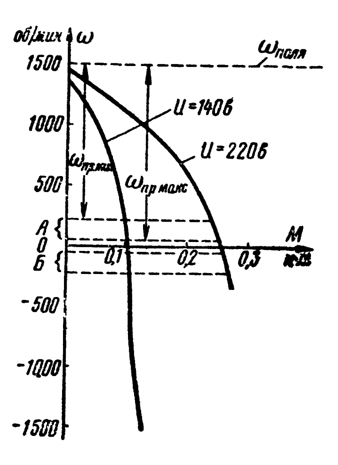



Рис. 49. Механическая характеристика асинхронного двигателя ДПА-010/5-4.

*А* — область изменения скорости ротора при работе двигателя в приемном узле (емкость рулона 1 *км*; скорость ленты 76,2 *см/сек*), *Б* — то же при работе двигателя в подающем узле Максимальная и минимальная скорости проскальзывания обозначены только для области *А*.

ны можно считать устройствами, обеспечивающими постоянный крутящий момент, не зависящий от $\omega_{пр}$. Момент асинхронных двигателей, хотя и зависит от $\omega_{пр}$, но, как было указано, относительное изменение $\omega_{пр}$ в реальных механизмах в рабочем режиме невелико, и так как механическая характеристика этих двигателей мягкая (т. е при существенном изменении $\omega_{пр}$ обеспечивается незначительное увеличение момента), то и эти двигатели практически также можно считать устройствами с постоянным моментом Это видно из рис. 49, где изображена механическая характеристика двигателя ДПА-010/5-4, работающего в лентопротяжном механизме с емкостью рулонов 1 *км* при скорости ленты 76,2 *см/сек*

Таким образом, в обычных лентопротяжных механизмах в рабочем режиме момент, приложенный к рулону, практически не зависит от его угловой скорости и при прочих равных условиях остается примерно постоянным за время проигрывания всего рулона. Следовательно, натяжение ленты, сходящей с подающего и поступающей на приемный рулоны, будет изменяться обратно пропорционально радиусу соответствующего рулона. Характеристический коэффициент (74) в этом случае равен:

$$N \approx \frac{\rho_{макс}}{\rho_{мин}}. \tag{79}$$

Поэтому в магнитофонах стремятся к уменьшению величины $\rho_{макс}/\rho_{мин}$ и она при реально применяемых сердечниках и катушках никогда не бывает более трех.

Связь между $\rho_{макс}$ и $\rho_{мин}$ определяется формулой

$$\pi\rho^2_{макс} - \pi\rho^2_{мин} = HL, \tag{80}$$

где $H$ — толщина ленты, а $L$ — длина ленты в рулоне, так как площадь торцевой поверхности рулона равна площади торцевой поверхности ленты, намотанной в рулон (без учета коэффициента заполнения). Отсюда

$$\rho_{макс} = \sqrt{\frac{HL}{\pi} + \rho^2_{мин}}\ . \tag{81}$$

На рис. 50 показана зависимость максимального радиуса рулона емкостью 1 *км* и отношения $\rho_{макс}/\rho_{мин}$ от радиуса сердечника для ленты толщиной 0,055 *мм*. Хорошо видно, что стандартизованный радиус сердечника ($\rho_{мин} = 50$ *мм*) является оптимальным, поскольку его уменьшение почти не влияет на уменьшение наружного радиуса рулона, но зато приводит к резкому увеличению отношения $\rho_{макс}/\rho_{мин}$, что нежелательно.

Дальнейшее увеличение радиуса сердечника уже в значительно меньшей степени влияет на уменьшение $\rho_{макс}/\rho_{мин}$, хотя в некоторых случаях может быть целесообразным доведение $\rho_{мин}$ до 100 *мм*, так как при этом $\rho_{макс}/\rho_{мин}$ уменьшается еще в 1,7 раза, доходя до величины 1,66.

Уменьшение этого отношения полезно даже тогда, когда применена система стабилизации натяжения, потому что в этом случае последняя может быть выполнена проще и будет работать точнее и надежнее.

Как уже упоминалось, в настоящее время большинство магни-

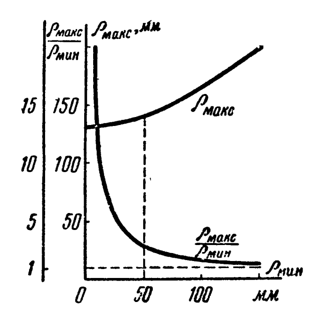



Рис. 50. Зависимость максимального радиуса рулона и отношения $\rho_{макс}/\rho_{мин}$ от радиуса сердечника $\rho_{мин}$ для километрового рулона ленты толщиной 0,055 *мм*.

тофонов высокого качества имеют системы стабилизации натяжения ленты, сходящей с подающего и поступающей на приемный рулоны. Все они так или иначе являются системами автоматического регулирования. Условно их можно разделить на механические и электронные (в последних, впрочем, наряду с электронными узлами применяются и механические). Первые обычно применяются там, где сами устройства, обеспечивающие момент на оси рулона, являются механическими (например, фрикционы), а вторые в случае

использования электромеханических устройств (например, двигателей с мягкой характеристикой).

С позиций теории автоматического регулирования применяемые системы могут быть разделены на системы с замкнутой цепью воздействия (обратной связью) и регулированием по отклонению регулируемой величины и на системы с разомкнутой цепью воздействия (без обратной связи) и регулированием по возмущению. Непременной составной частью систем первого рода является устройство, реагирующее на отклонение регулируемой величины (на-

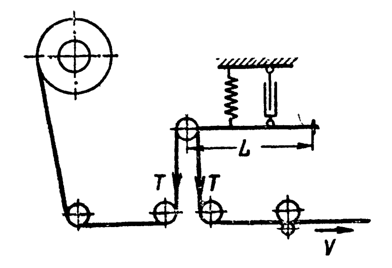



Рис. 51. Схема использования подпружиненного рычага в качестве датчика отклонения натяжения ленты от заданного номинального значения ($T_0$).

тяжения) от заданного номинального значения. Обычно в лентопротяжных механизмах это подпружиненный рычаг, к которому приложена равнодействующая натяжений ленты (рис. 51). Если натяжение ленты равно номинальному, то рычаг занимает некоторое равновесное положение, при котором момент от пружины на рычаге уравновешен моментами от натяжений ленты, и которое можно назвать нейтральным (нулевым) положением рычага. При любом отклонении натяжения ленты от заданного номинального значения рычаг, перемещаясь, займет новое равновесное положение, причем его перемещение будет функционально связано с отклонением регулируемой величины $\Delta T$.

Если полученное значение $\Delta T$ через цепь отрицательной обратной связи заставить воздействовать на величину крутящего момента рулона, то получим замкнутую систему с регулированием по отклонению регулируемой величины.

Электронная система такого рода в конкретном выполнении может выглядеть так: рычаг несет на себе заслонку, перекрывающую при его перемещении световой поток, падающий от источника света на фотоэлемент; последний при перемещении рычага будет вырабатывать зависящее от перемещения напряжение, которое после усилителя поступает на устройство, регулирующее напряжение на двигателе и, следовательно, его момент. Такая система может обеспечивать точность поддержания среднего натяжения ленты не хуже $\pm 1\%$.

Описанная система является статической, но поскольку получаемая при ее применении стабильность натяжения является более чем достаточной, то в практике разработки лентопротяжных механизмов астатическое регулирование натяжения ленты не нашло применения.

Существенным недостатком систем с отрицательной обратной связью является то, что они при определенных значениях парамет-

ров системы могут впадать в режим автоколебаний, при котором без наличия внешнего периодического возмущающего воздействия система начинает совершать колебания на собственной частоте. Для подавления этого эффекта в систему приходится вводить достаточное демпфирование (рис. 51).

Существуют и механические системы стабилизации натяжения с замкнутой цепью воздействия и регулированием по отклонению натяжения ленты. Принципиальная кинематическая схема подобного устройства показана на рис. 52

Наибольшее распространение в лентопротяжных механизмах магнитофонов получили все же системы стабилизации натяжения

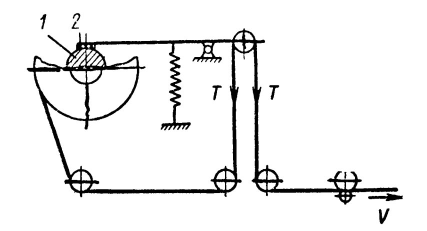



Рис. 52. Принципиальная кинематическая схема замкнутой механической системы автоматического регулирования натяжения ленты (конкретное устройство фрикциона может быть и другим).

1 — барабан, на котором создается момент трения, 2 — колодка, создающая силу трения

ленты, выполненные как системы автоматического регулирования с разомкнутой цепью воздействия и с регулированием по возмущению, так как они проще обеспечивают достаточную для практических целей точность регулирования, не склонны к автоколебаниям, и их датчики, как правило, почти не усложняют лентопротяжный тракт.

Работа таких систем основана на предпосылке о том, что главным возмущающим воздействием на регулируемую величину является изменение радиуса рулона; второстепенными возмущающими воздействиями пренебрегают, так как их влияние на изменение натяжения ленты незначительно.

Если имеется возможность так влиять на величину крутящего момента рулона, чтобы он был равен $M=T_0\rho$, то из (73) получим:

$$T=\frac{M}{\rho}=\frac{T_0\rho}{\rho}=T_0=\mathrm{const}. \qquad (82)$$

Ошибка регулирования в такой системе будет зависеть от того, насколько точно подобран закон регулирования момента $M=f(\rho)$, который необходимо устанавливать так, чтобы как можно точнее выполнялось условие (82). Поэтому важнейшей частью таких систем является устройство, задающее закон регулирования.

Поскольку при определенных диаметрах сердечников и определенной толщине ленты радиус рулона однозначно связан с длиной ленты в рулоне (81), то принципиально устройство, задающее закон регулирования, может быть выполнено в виде специально профилированной заслонки света, приводимой в движение от счетчика метража ленты, которая может далее использоваться вместе с фотодатчиком, как и в электронной системе с замкнутой цепью воздействия. Однако это возможно лишь в тех механизмах, где неиз-

менна толщина ленты и неизменна начальная длина ленты в рулоне. В противном случае система сможет работать лишь с дополнительными подстроечными устройствами, которые слишком усложняют механизм и его эксплуатацию.

Поэтому в реальной аппаратуре устройство, задающее закон регулирования, обязательно содержит датчик, прямо или косвенно фиксирующий величину радиуса рулона. Так, на рис. 53, *а* показан датчик-рычаг, непосредственно отслеживающий изменение радиуса рулона, а на рис 53, *б* слежение за радиусом рулона ведется по изменению углового перемещения сходящей с него ленты. В обоих вариантах перемещение рычага при помощи соответствующих

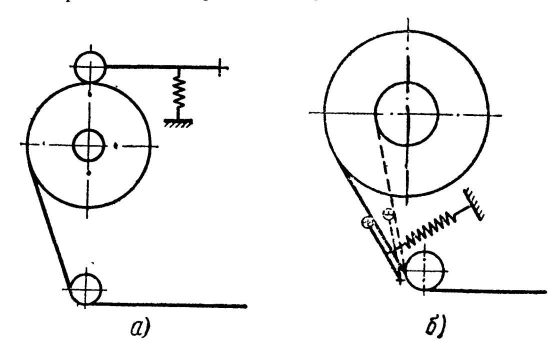



Рис. 53. Датчики величины радиуса рулона ленты, применяемые в системах стабилизации натяжения ленты.

*а* — прямое отслеживание радиуса рулона, *б* — слежение за радиусом рулона по изменению углового перемещения сходящей с него ленты (пружина выбирается так, чтобы рычаг практически не прогибал ленту)

устройств (типа вышеописанной заслонки с фотодатчиком; сельсина и т. п.) преобразуется в напряжение, поступающее на усилительное устройство.

Датчики радиуса рулона, представленные на рис. 53, меньше искажают тракт движения ленты, чем датчики натяжения ленты (рис. 51, 52), для которых обязательно требуется некоторый угол охвата лентой ролика на рычаге и введение одного или двух дополнительных обводных роликов.

В разомкнутых электронных системах регулирования натяжения ленты чаще всего применяется датчик, изображенный на рис. 53, *б* (аппараты МЭЗ-62, Кадр-3), так как датчик на рис. 53, *а* конструктивно более громоздок и вносит неудобства при установке рулона ленты.

Точность стабилизации натяжения ленты в таких системах получается достаточно высокой для практических целей (не хуже ±13%).

Еще один способ косвенного слежения за радиусом рулона состоит в измерении его угловой скорости, поскольку последняя при постоянной скорости ленты однозначно связана с радиусом рулона (78). Датчик состоит из диска, расположенного на одной оси

с рулоном. По периферии диска равномерно нанесены оптические или магнитные метки, которые считываются при вращении диска соответствующими устройствами. По частоте следования импульсов судят об угловой скорости и радиусе рулона. Полученный сигнал преобразуется в напряжение, подаваемое на усилитель и далее в схему управления. Несомненное преимущество этого способа состоит в том, что тракт движения ленты вообще не искажается. Его недостатками является некоторое усложнение схемы регулирования вследствие введения устройств, преобразующих частоту в напряжение, а также необходимость дополнительных схемных усложнений при переходе с одной скорости движения ленты на другую, что может создавать трудности в многоскоростных аппаратах.

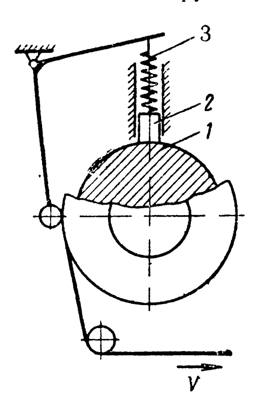



Рис. 54. Принципиальная кинематическая схема разомкнутой механической системы автоматического регулирования натяжения ленты.

1 — барабан, на котором создается момент трения; 2 — колодка, создающая силу трения; 3 — пружина.

Разомкнутые системы автоматического регулирования натяжения ленты могут быть и полностью механическими (рис. 54). В них, как и вообще во всех применяемых на практике механических системах регулирования натяжения ленты, отсутствует усилительное устройство и поэтому точность регулирования невысока, но часто вполне приемлема для практических целей Довольно широкое применение в магнитофонах нашла механическая разомкнутая система автоматического регулирования натяжения ленты, в которой вес рулона приложен непосредственно к дискам фрикционов. В ней слежение за радиусом рулона осуществляется косвенно по весу рулона, который функционально связан с радиусом. Она также является системой прямого действия, и поэтому точность регулирования в ней невысокая. Кроме того, такая система может работать только при определенном положении механизма относительно поля земного тяготения Бесспорным ее преимуществом являются простота, отсутствие искажений лентопротяжного тракта и достаточная надежность в работе.

## 14. Ускоренная перемотка ленты

Ускоренная перемотка ленты в прямом и обратном направлениях является вспомогательной, но очень важной функцией лентопротяжного механизма. Один и тот же рулон ленты в процессе за-

писи, монтажа и воспроизведения какой-либо программы подвергается неоднократным ускоренным перемоткам При этом требуется, во-первых, чтобы время перемотки было минимальным (так как эта операция вспомогательная), и, во-вторых, чтобы лента в процессе перемотки (или в результате этого процесса) не получала необратимых деформаций.

Максимальная скорость перемотки ленты обычно в 10 и более раз превышает рабочую скорость ленты и достигает значений 10—15 *м/сек.* Так, для профессиональной аппаратуры считается удовлетворительным, если время перемотки километрового рулона ленты составляет 2—3 *мин,* тогда как время записи для этого рулона при скорости 38,1 *см/сек* составляет 44 *мин.*

Естественно, что при таких высоких скоростях движения ленты начинают играть роль динамические факторы, которыми при малых скоростях можно было пренебречь. Среднее натяжение ленты начинает в большей степени зависеть от вязкого трения в подшипниках подающего и приемного узлов, от сил аэродинамического сопротивления, от сил инерции (так как угловая скорость рулонов непостоянна) и т. п., и поэтому оно уже не будет определяться, как ранее, простыми статическими выражениями (73). В режиме перемотки среднее натяжение ленты меняется, как правило, в более широких пределах, чем в рабочем режиме, и может достигать либо недопустимо малых значений, при которых рулон получается рыхлым (и может даже рассыпаться при намотке ленты на сердечник), либо недопустимо больших значений, при которых лента может разрушиться или пластически деформироваться.

При больших скоростях резко возрастают колебания натяжения ленты, вызываемые эксцентричностью рулона (35). Учитывая, что угловые скорости рулонов при перемотке меняются в широких пределах (причем меняется и частота возмущений, вызываемых эксцентриситетом), а также то, что меняется и частота собственных колебаний рулонов на упругих отрезках ленты, почти неизбежным является возникновение при перемотке резонансных явлений Амплитуда колебаний может быть столь значительна, что лента пластически деформируется. Но гораздо чаще резонанс приводит к поперечным колебаниям ленты, что вызывает выступание отдельных витков ленты в рулоне над торцевой поверхностью Эти витки могут заминаться при дальнейших манипуляциях с рулоном, а при хранении рулона воздействие на них внешних факторов (температуры, влажности и т. п.) будет иным, чем на витки, не выступающие из рулона. Все это приводит к порче фонограммы.

О существенном влиянии динамических факторов на качество намотки ленты в рулон при ускоренной перемотке можно судить хотя бы по тому, что, как правило, в одном и том же механизме в рабочем режиме качество намотки ленты в рулон, определяемое плотностью намотки, равномерностью натяжения ленты в рулоне и ровностью торцевой поверхности рулона, значительно выше, чем при ускоренной перемотке.

К сожалению, этой функции лентопротяжного механизма уделяется мало внимания как при исследовании, так и при разработке механизмов, поэтому практически чаще можно встретить магнитофон, хороший по всем остальным параметрам, чем магнитофон, обеспечивающий удовлетворительную перемотку ленты.

С кинематической точки зрения можно разделить два способа обеспечения ускоренной перемотки ленты.

При первом скорость ленты при перемотке задается ведущим узлом, который является генератором средней скорости ленты, и обеспечивает определенный (определяемый кинематической схемой механизма) закон изменения скорости ленты во времени. При втором способе закон изменения скорости ленты при перемотке жестко не задается, а устанавливается в динамике в зависимости от параметров механизма и силовых воздействий на него.

Первый способ перемотки применяется исключительно в одномоторных и двухмоторных механизмах, хотя в принципе может применяться и в трехмоторных схемах. Однако в последних преимущественное распространение получил второй способ перемотки,

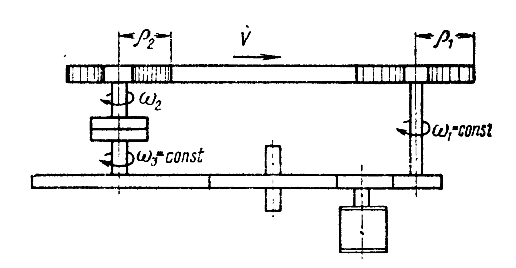



Рис. 55. Принципиальная кинематическая схема ускоренной перемотки, обычно применяемая в одномоторных и двухмоторных механизмах.

поскольку он в конструктивном отношении реализуется гораздо проще — подачей на двигатель ведущего рулона в несколько раз большего напряжения, чем на двигатель ведомого рулона. При этом не требуется никаких кинематических переключений.

Наиболее простой практической реализацией первого способа перемотки является перемотка при помощи ведущего вала, который вращается со скоростью, в несколько раз большей, чем в рабочем режиме.

В одномоторных лентопротяжных механизмах это может осуществляться включением во время перемотки между ведущим двигателем и остальной схемой механизма повышающей кинематической цепочки. Кинематическая схема механизма в этом случае функционирует, как и в рабочем режиме, но с гораздо бо́льшими скоростями. Характер изменения скоростей и проскальзываний во фрикционах также не изменится, но возрастут значения этих скоростей.

Основной особенностью и достоинством такой перемотки является то, что при ней соблюдается постоянство скорости ленты. Однако она получила ограниченное применение главным образом потому, что ведущий узел и узел ведущего вала должны работать на повышенных оборотах, а это отрицательно сказывается на качестве их работы в рабочем режиме.

Другой практической реализацией первого способа перемотки является кинематическая схема, в которой одному из рулонов от двигателя с жесткой механической характеристикой (например, от ведущего или вспомогательного двигателя) сообщается постоянная

угловая скорость вращения, значительно большая, чем в рабочем режиме (рис. 55). Фрикцион другого узла используется для обеспечения необходимого натяжения ленты, и в нем должно соблюдаться необходимое соотношение угловых скоростей [(75), (76)]. Ведущий рулон в этой схеме вращается с постоянной угловой скоростью. Скорость ленты изменяется пропорционально радиусу ведущего рулона, однако закон изменения скорости ленты во времени остается постоянным при неоднократных перемотках и не зависит существенно от момента во фрикционе или напряжения, питающего двигатель.

Угловая скорость ведомого рулона равна:

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\rho_1}{\rho_2} . \tag{83}$$

И поскольку радиусы подающего и приемного рулонов однозначно связаны между собой

$$\rho_2 = \sqrt{\frac{HL}{\pi} + 2\rho_{мин}^2 - \rho_1^2} , \tag{84}$$

где $L$ — общая длина ленты в двух рулонах, $\rho_{мин}$ — радиус сердечников, закон изменения угловой скорости ведомого рулона во времени также будет постоянным. Рассмотренная кинематическая схема перемотки нашла преимущественное распространение в одномоторных и двухмоторных лентопротяжных механизмах.

Второй способ перемотки практически реализуется в трехмоторных механизмах, когда при расцеплении ленты с ведущим валом на двигатель, соединенный с ведущим рулоном, подается повышенное, а на двигатель, соединенный с ведомым рулоном, — пониженное напряжение.

Так, в магнитофоне МЭЗ-15 при емкости рулона в 1 *км* на один двигатель подается напряжение 220 *в*, а на второй — 45 *в* (двигатели типа ДПА-010/5-4). При этом в начальный момент (скорость ленты и рулонов равна нулю) получают на ведущем рулоне (рис. 49) вращающий момент $M_1=0{,}26$ *нм*, что дает приведенное к ленте усилие $F_1=5{,}20$ *н*, а на ведомом рулоне $M_2=75 \cdot 10^{-4}$ *нм* и $F_2=0{,}054$ *н* (рис. 56).

Поскольку $F_1 \neq F_2$, система является неуравновешенной и начинает двигаться с ускорением. Экспериментально снятый график изменения скорости ленты при перемотке во времени в аппарáте МЭЗ-15 дан на рис. 57.

Даже предварительное рассмотрение ускоренной перемотки ленты в трехмоторных механизмах показывает, что мы здесь имеем дело со сложной динамической системой, параметры которой изменяются во времени в широких пределах. Действительно, изменение радиусов рулонов (в несколько раз от начала к концу перемотки) приводит к изменению во времени моментов инерции подающего и приемного узлов, а также всех параметров этих узлов, приведенных к ленте, и приведенных к ленте усилий. Кроме того, поскольку скорость ленты изменяется во время перемотки в широких пределах, необходимо учитывать изменяющееся воздействие на систему сил сухого и вязкого трения, а также аэродинамические эффекты.

И, наконец, самое главное состоит в том, что при перемотке мы уже не имеем права рассматривать, как это мы делали в рабочем режиме, двигатели в качестве устройств, обеспечивающих постоянный крутящий момент, так как их угловые скорости и соответственно развиваемые моменты изменяются в очень широких пределах.

Так, в случае, представленном на рис. 57, угловая скорость ведомого рулона изменялась от нуля до —2 060 *об/мин*, а ведущего — от нуля до 1400 *об/мин* (за положительное направление вращения принимается направление вращения магнитного поля двигателя).

Движение системы в этом случае описывается сложным дифференциальным уравнением, которое в общем виде не интегрируется.

Кинематическим признаком перемотки по второму способу является отсутствие ведущего узла, обеспечивающего жесткий закон

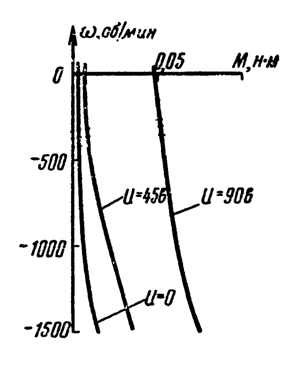



Рис. 56. Механические характеристики асинхронного двигателя ДПА-010/5-4 в режиме тормоза

График при $u=0$ показывает зависимость от скорости вращения суммарного момента, развиваемого силами сухого и вязкого трения, а также аэродинамическими силами.

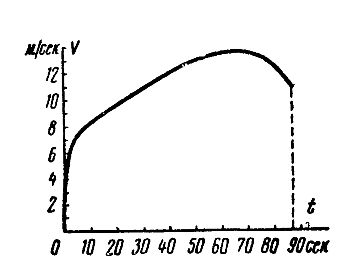



Рис. 57. Изменение скорости перемотки ленты во времени в магнитофоне МЭЗ-15.

изменения скорости ленты во времени, который характерен для перемотки по первому способу.

Закон изменения скорости ленты во времени (рис. 57) может в этом случае меняться в широких пределах либо при изменении силовых воздействий на систему (например, при изменении напряжения на двигателях), либо при изменении параметров системы (например, при изменении моментов инерции подающего и приемного узлов при помощи введения дополнительных маховиков и т. п.).

Натяжение ленты в случае перемотки по второму способу меняется в широких пределах, а закон изменения натяжения ленты во времени также можно варьировать изменением параметров системы и силовых воздействий на нее.

С точки зрения качества намотки ленты в рулон оптимальной является перемотка ленты при постоянном натяжении, если при этом скорость движения ленты изменяется в допустимых пределах

и отсутствуют резонансные явления. Поэтому применение при ускоренной перемотке систем, стабилизирующих натяжение ленты, также является желательным.

Преимущество замкнутых систем регулирования натяжения ленты с точки зрения точности регулирования при перемотке становится более ощутимым, чем в рабочем режиме. Дело в том, что действие разомкнутых систем регулирования натяжения ленты основано на предположении, что момент, приложенный к рулону, постоянен и изменение натяжения определяется только изменением радиуса рулона (73). Как уже было показано, при перемотке суммарный момент, приложенный к рулону, существенно зависит от скорости его вращения, которая меняется в широких пределах. Это приводит к ошибке регулирования, если применяется разомкнутая система регулирования.

# ЛИТЕРАТУРА

1. **Колищук В. Т., Травников Е. Н.**, Конструирование и расчет магнитофонов, Киев, «Техника», 1965.
2 **Мелик-Степанян А. М., Проворнов С. М.**, Детали и механизмы киноаппаратуры, М., «Искусство», 1959.
3. **Козырев А. Ф., Фабрик М. А.**, Конструирование любительских магнитофонов, М., «ДОСААФ», 1967.
4 **Атей С.**, Устройства записи на магнитную ленту, М., «Энергия», 1969.
5 **Дэвис Г. Л.**, Применение точной магнитной записи, М., «Энергия», 1967.
6. **Корольков В. Г.**, Испытания магнитофонов, М—Л, «Энергия», 1965.
7. **Раковский В. В.**, Измерения в аппаратуре записи звука кинофильмов, М., «Искусство», 1962.
8. **Мазо Я. А.**, Магнитная лента, М., «Энергия», 1968.
9. **Онацевич М. А.**, Электродвигатели постоянного тока для магнитофонов, М., «Энергия», 1971.
10. **Михневич А. В.**, Упрощение некоторых расчетных формул стабилизаторов скорости движения ленты, Техника кино и телевидения, 1968, № 3.
11. **Луарсабишвили Д. Г.**, Фрикционные свойства магнитных лент и элементов ленгопротяжного тракта, Техника кино и телевидения, 1969, № 9.
12. **Пуссэт Л. А.**, Элементы теории лентопротяжных механизмов трехмоторных магнитофонов, Труды ВНАИЗ, М., «Искусство», 1957, 1.
13. **Пуссэт Л. А.**, Упругое проскальзывание в фрикционной передаче, Труды ВНАИЗ, М., 1959. 5.
14. **Ланген А. М.**, К вопросу о выборе типа и параметров ведущего двигателя трехмоторного радиовещательного магнитофона, Труды ВНАИЗ, М., 1957, 2.
15. **Михневич А. В.**, О возможности применения вариаторов в подматывающих узлах лентопротяжных механизмов, Труды ВНИИРТ, М., 1964, 1 (11).
16. **Михневич А. В.**, Опыт разработки и эксплуатации лентопротяжных механизмов с высокой стабильностью мгновенной скорости носителя, Труды ВНИИРТ, М., 1967, 5 (15).
17. **Михневич А. В.**, Некоторые формулы приведения в стабилизаторах скорости движения ленты, Труды ВНИИРТ, М., 1969, 8 (18).

# ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Глава первая. **Лентопротяжный механизм и предъявляемые к нему требования** . . . . . . . . . . . . . 3

1. Основные типы лентопротяжных механизмов. Функции, выполняемые механизмом, и его основные узлы . . . . 3
2. Средняя скорость ленты . . . . . . . . . . . . . 6
3. Колебания мгновенной скорости ленты . . . . . . . 11
4. Натяжение ленты и его колебания . . . . . . . . . 14

Глава вторая. **Лентопротяжный механизм как сложная колебательная система** . . . . . . . . . . . . . 15

5. Механизм как колебательная система . . . . . . . 15
6. Источники возмущений скорости ленты в лентопротяжном механизме . . . . . . . . . . . . . . . . 27
7. Метод электромеханических аналогий . . . . . . . 35
8. Способы уменьшения колебания скорости ленты . . . . 39

Глава третья. **Ведущий узел** . . . . . . . . . . . 45

9. Основные кинематические схемы ведущих узлов . . . . 45
10. Ведущий узел как фильтр . . . . . . . . . . . . 53
11. Ведущий двигатель . . . . . . . . . . . . . . . 58
12. Узел ведущего вала . . . . . . . . . . . . . . . 63

Глава четвертая. **Подающий и приемный узлы** . . . 73

13. Регулирование натяжения ленты . . . . . . . . . . 73
14. Ускоренная перемотка ленты . . . . . . . . . . . 81

Цена 26 коп.